

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 06-159278

(43)Date of publication of application : 07.06.1994

(51)Int.Cl.

F04C 23/00
F04C 18/356

(21)Application number : 04-337520

(71)Applicant : NIPPON SOKEN INC
NIPPONDENSO CO LTD

(22)Date of filing : 17.12.1992

(72)Inventor : MATSUDA MIKIO
INAGAKI MITSUO
OGAWA HIROSHI
SASAYA HIDEAKI

(30)Priority

Priority number : 04 79653
04258098Priority date : 01.04.1992
28.09.1992

Priority country : JP

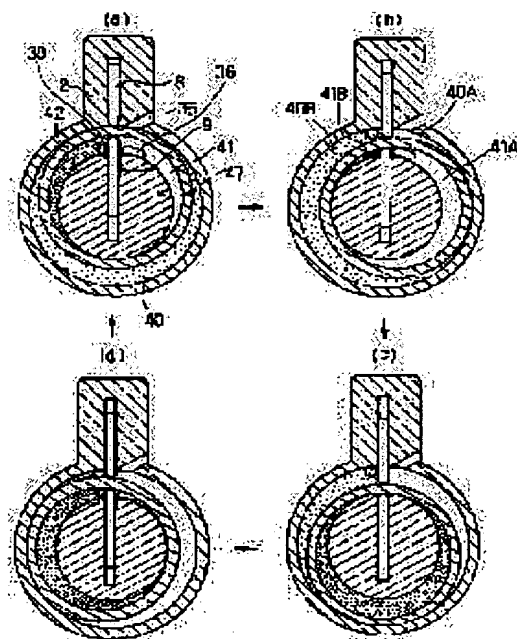
JP

(54) ROLLING PISTON TYPE COMPRESSOR

(57)Abstract:

PURPOSE: To provide a rolling piston type compressor with small variation in torque, having a simple structure in which a single rolling piston is used.

CONSTITUTION: Fluid is sucked into a first working chamber from a suction port 35 of a housing 2, and is compressed at first in the first working chamber 40 by revolution of a rolling piston 42. Thus obtained compressed fluid is then introduced into a second working chamber 42, and is further compressed by revolution of the rolling piston 42 before it is externally discharged.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 11.11.1999

[Date of sending the examiner's decision of rejection] 22.01.2002

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or

BEST AVAILABLE COPY

application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision 2002-02850
of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's 20.02.2002
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

* NOTICES *

JPO and NCIP are not responsible for any
damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

2.**** shows the word which can not be translated.

3.In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] (a) While being supported by housing which has a cylinder inside, and the (b) aforementioned housing free [rotation] The shaft which has the crank section which carried out specified quantity eccentricity to the axial center, and the cylinder section prepared by fixing in the (c) aforementioned cylinder, (d) It is the rolling piston of the shape of a cylinder fitting of the rotation of is made free to said crank section. The rolling piston which performs orbital motion while it is arranged in said cylinder as said cylinder section is built in a cylindrical shape-like inner circumference side, and contacting the both sides of the inner skin of said cylinder, and the peripheral face of said cylinder section in response to rotation of said shaft, (e) The 1st actuation room formed by either the space between the inner skin of said cylinder, and the peripheral face of said rolling piston, and the space between the inner skin of said rolling piston, and the peripheral face of said cylinder section, (f) The 2nd actuation room formed of another side of said both space, and the 1st vane which divides the 1st actuation room of (g) above into an inlet side and a discharge side, (h) The 2nd vane which divides said 2nd actuation room into an inlet side and a discharge side, and inhalation opening which it is prepared [opening] in the (i) aforementioned housing and makes the inlet side of said 1st actuation room inhale a fluid, (j) The intermediate-pressure room which is established in said housing and opens the discharge side of said 1st actuation room for free passage to the inlet side of said 2nd actuation room, (k) Rolling piston mold compressor characterized by having the discharge-pressure room where it is prepared in said housing and a compression fluid is breathed out from the discharge side of said 2nd actuation room.

[Claim 2] Said 1st actuation room is formed of the space between the inner skin of said cylinder, and the peripheral face of said rolling piston. Said 1st vane is pressed by the peripheral face of said rolling piston with the press means while it is held for said housing, enabling free sliding. Moreover, said 2nd actuation room is formed of the space between the inner skin of said rolling piston, and the peripheral face of said cylinder section. Said 2nd vane is a rolling piston mold compressor according to claim 1 characterized by being pressed by the inner skin of said rolling piston with the press means while being held free [sliding] at said cylinder section.

[Claim 3] The subvane which said 2nd vane has said 1st vane and position relation, is arranged,

and divides said 2nd actuation room into an inlet side and a discharge side, The rolling piston mold compressor according to claim 2 characterized by consisting of vanes of two sheets with the subvane in which the 1st free passage way which is arranged and permits the flow of the fluid of said 2nd actuation interior of a room so that this subvane and opposite direction may be turned to was formed.

[Claim 4] Front housing which supports said housing for said shaft, enabling free rotation, Middle housing which an end side is joined to this front housing, and forms said cylinder, The end plate joined to middle housing so that the other end side of this middle housing might be blockaded, Claim 1 characterized by being constituted with rear housing which carries out partition formation of said intermediate-pressure room and said discharge-pressure room between this end plate thru/or the rolling piston mold compressor of any one publication of three.

[Claim 5] Said cylinder section is a rolling piston mold compressor according to claim 4 characterized by really being formed in said end plate.

[Claim 6] Claim 1 characterized by having the fluid channel which opens inhalation opening and the intermediate-pressure room of said housing for free passage, and the control bulb which are prepared in this fluid channel, and open and close a path in response to a control signal thru/or the rolling piston mold compressor of any one publication of five.

[Claim 7] Said housing is a rolling piston mold compressor according to claim 1 characterized by having the means for having the end plate-like section prolonged to the direction of a revolving shaft and perpendicular direction of said shaft in the location which meets the cylindrical section both-ends side of said rolling piston, and raising sliding nature to at least the cylindrical section both-ends side of said rolling piston, and one side of the end plate-like section of said housing.

[Claim 8] Claim 1 characterized by having the valve which pours a fluid only in the direction of [from said intermediate-pressure room] the 2nd free passage way which opens said intermediate-pressure room and said discharge-pressure room for free passage, and said discharge-pressure room thru/or the rolling piston mold compressor of any one publication of seven.

[Claim 9] The compression fluid breathed out by said discharge-pressure room from said 2nd actuation room is claim 1 which is the refrigerant gas of the refrigerating cycle containing a lubricating oil, and is characterized by arranging the vapor-liquid-separation machine which separates said refrigerant gas and said lubricating oil according to a viscous difference in the part through which the refrigerant gas which contains said lubricating oil in said discharge-pressure interior of a room passes thru/or the rolling piston mold compressor of any one publication of eight.

[Claim 10] The rolling piston mold compressor according to claim 9 characterized by having the 3rd free passage way which opens the pars basilaris ossis occipitalis of said discharge-pressure room, the sliding section of said 1st vane, and the sliding section of said 2nd vane for free passage.

[Claim 11] The rolling piston mold compressor according to claim 10 characterized by having the 4th free passage way which opens for free passage the neighborhood of the bearing which supports said shaft free [rotation] in said housing, and the sliding section of said 2nd vane.

[Translation done.]

*** NOTICES ***

JPO and NCIP are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

2.**** shows the word which can not be translated.

3.In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Industrial Application] This invention uses [especially] for refrigerant compression of the air conditioner for automobiles about a rolling piston mold compressor and is effective.

[0002]

[Description of the Prior Art] while contacting a rolling piston to a cylinder wall by carrying out a rotation drive with the crankshaft which the conventional rolling piston mold compressor has arranged the cylinder-like rolling piston in a circular cylinder, and has arranged this rolling piston on a cylinder core -- eccentric rotation -- that is, it is made to carry out orbital motion.

[0003] On the other hand, the vane extruded by the spring is made to contact the peripheral face of a rolling piston, the actuation room in a cylinder is divided into two in this vane, inhalation opening is made the actuation room of one of these, and the actuation room of another side is made to make opening of the delivery, respectively.

[0004] And when the volume of the two above-mentioned actuation rooms changes with the orbital motion of a rolling piston, it is constituted so that inhalation of a fluid, compression, and the regurgitation may be performed.

[0005]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] However, in the conventional rolling piston mold compressor, since inhalation of a refrigerant, compression, and a regurgitation stroke are performed by one revolution of a rolling piston, while it is large, and vibration and the noise also become large and fluctuation of driving torque gives a user displeasure according to it, there are problems, such as shortening the own life of a compressor.

[0006] This invention aims at being an easy configuration using one rolling piston, and offering the small rolling piston mold compressor of torque fluctuation in view of the point describing above.

[0007]

[Means for Solving the Problem] While this invention is supported by housing which has a cylinder inside (a), and the (b) aforementioned housing free [rotation] in order to attain the above-mentioned purpose The shaft which has the crank section which carried out specified quantity eccentricity to the axial center, and the cylinder section prepared by fixing in the (c) aforementioned cylinder, (d) It is the rolling piston of the shape of a cylinder fitting of the rotation of is made free to said crank section. The rolling piston which performs orbital motion while it is arranged in said cylinder as said cylinder section is built in a cylindrical shape-like inner circumference side, and contacting the both sides of the inner skin of said cylinder, and the peripheral face of said cylinder section in response to rotation of said shaft, (e) The 1st actuation room formed by either the space between the inner skin of said cylinder, and the peripheral face of said rolling piston, and the space between the inner skin of said rolling piston, and the peripheral face of said cylinder section, (f) The 2nd actuation room formed of another side of said both space, and the 1st vane which divides the 1st actuation room of (g) above into an inlet side and a discharge side, (h) The 2nd vane which divides said 2nd actuation room into an inlet side and a discharge side, and inhalation opening which it is prepared [opening] in the (i) aforementioned housing and makes the inlet side of said 1st actuation room inhale a fluid, (j) It is prepared in said housing and the technical means of having the intermediate-pressure room which opens the discharge side of said 1st actuation room for free passage to the inlet side of said 2nd actuation room, and the discharge-pressure room where it is prepared in the (k) aforementioned housing, and a compression fluid is breathed out from the discharge side of said 2nd actuation room are adopted.

[0008]

[Function and Effect of the Invention] The fluid which the fluid (for example, refrigerant of a refrigerating cycle) inhaled in the 1st actuation room 40 from the inhalation opening 35 of

housing was first compressed with rotation of the rolling piston 42 at the 1st actuation room 40, and was compressed at this 1st actuation room 40 is breathed out by the intermediate-pressure room so that it may be illustrated to drawing 5 , since this invention compressor is constituted like the above. And this breathed-out refrigerant is inhaled from the inhalation opening 36 of the 2nd actuation room 41 at the 2nd actuation room 41, and is compressed further here. The fluid compressed further at this 2nd actuation room 41 is breathed out by the discharge-pressure room from the delivery 38 of the 2nd actuation room 41, and is sent out outside.

[0009] Since two-step compression is performed using two actuation rooms, the 1st and the 2nd, and he is trying to complete compression by two rotations of a rolling piston like the above in this invention compressor, the outstanding effectiveness that compression of a fluid is loose, and torque fluctuation can be boiled markedly and can be made small from the compression ratio of each actuation room becoming small at coincidence compared with the thing of a twin rolling piston mold with two conventional actuation rooms is acquired. And since two actuation rooms are compressible at one rolling piston, the effectiveness that it can consider as a small and lightweight compressor with an easy configuration is size.

[0010]

[Example] Drawing 1 , and 2, 3 and 4 show the example at the time of applying this invention to the refrigerant compressor of the air conditioner for automobiles, and they are supported free [rotation of a crankshaft 5] in drawing 1 - drawing 4 by the bearing 22 and 23 held at the front housing 1. The electromagnetic clutch which is not illustrated to the left end flank of drawing 1 is connected, and this crankshaft 5 receives the turning effort of an automobile engine through this electromagnetic clutch. Moreover, specified quantity eccentricity of the crankshaft 5 is carried out from that center of rotation, and the crank section 6 of a circle configuration is really formed, and the cylinder-like rolling piston 42 is supported by this crank section 6 free [rotation] through bearing 29. Therefore, when rotation of a crankshaft 5 is received, the rolling piston 42 will perform orbital motion (eccentric rotation) according to the eccentricity of the above-mentioned crank section 6.

[0011] Furthermore, the balance weight 7 is being fixed in order to compensate a crankshaft 5 with the eccentricity of the rolling piston 42 and the crank section 6. Moreover, a shaft seal 24 is arranged between the front housing 1 and a crankshaft 5, and the refrigerant and lubricating oil inside a compressor prevent revealing outside.

[0012] The end face of the flange-like section 43 of the rolling piston 42 and the end face of the front housing 1 are met, respectively, the ring-like plates 26 and 27 are fixed, and thrust loading which the retainer 28 which holds many a ball 25 and this ball 25 among both these plates 26 and 27 is arranged, and acts on the rolling piston 42 is received.

[0013] With the bolt which is not illustrated, the middle housing 2 which has contained the above-mentioned rolling piston 42 is being fixed to the front housing 1, and an end plate 4 and the rear housing 3 are being fixed to this middle housing 2 with the bolt which is not illustrated too. The 1st actuation room 40 is formed with cylinder-like the cylinder 44, the rolling piston 42, and end plate 4 which were formed in the middle housing 2 interior. Moreover, the cylinder section 47 is really formed in the field which countered the rolling piston 42 among end plates 4, and this cylinder section 47 is formed in the same center position as a cylinder 44, and is arranged in the inner circumference side of the rolling piston 42. The 2nd actuation room 41 is formed with this cylinder section 47, cylinder 42a of the inner skin of the rolling piston 42, and an end plate 4.

[0014] The guide slot 45 is drilled by the middle housing 2, and the 1st vane 8 is guided for this guide slot 45, enabling free sliding. Furthermore, as it is located in the shaft-orientations abbreviation center section (refer to drawing 1) of the 1st vane 8 at the middle housing 2, the spring guide hole 46 is drilled in the sliding direction of a vane 8, and the vane presser-foot plate 12 and the spring 10 are arranged in the interior. The cap 11 which supports the end of this spring 10 is being fixed to the middle housing 2, and the upper limit of the spring guide hole 46 is closed with this cap 11. Similarly the guide slot 48 is established in the cylinder section 47 formed in the end plate 4, the 2nd vane 9 is guided free [sliding] in this guide slot 48, and the vane presser-foot plate 15, the spring 13, and the cap 14 are arranged in the spring guide hole

49 established in the cylinder section 47.

[0015] Furthermore, as shown in the middle housing 2 at drawing 2, the inhalation opening 35 of the 1st actuation room 40 approaches the 1st vane 8, and is arranged, and the gas refrigerant which evaporated with the evaporator (not shown) of a refrigerating cycle from this inhalation opening 35 is inhaled. As shown in an end plate 4 at drawing 3, the delivery 37 of the 1st actuation room 40, the inhalation opening 36 of the 2nd actuation room 41, and a delivery 38 are drilled. Both the delivery 37 of the 1st actuation room 40 and the inhalation opening 36 of the 2nd actuation room 41 are open for free passage in the intermediate-pressure room 30 formed in the rear housing 3, and are opening the delivery 38 of the 2nd actuation room 41 for free passage in the discharge-pressure room 31 formed in the rear housing 3. Therefore, the refrigerant compressed at the 1st actuation room 40 will be inhaled at the 2nd actuation room 41 through the path of the delivery 37 → intermediate-pressure room 30 → inhalation opening 36, and will be further compressed within this ** 41. The 1st vane 8 and the 2nd vane 9 are arranged as it is also at the physical relationship from which the timing of compression initiation of the 1st actuation room 40 and the 2nd actuation room 41 differs about 180 degrees here.

[0016] On the other hand, the intermediate pressure of the intermediate-pressure room 30 is drawn in the guide slot 45 through the free passage opening 32 prepared in the end plate 4, forces the 1st vane 8 on the peripheral face of the rolling piston 42 by the suitable force with a spring 10, and prevents the leakage of the refrigerant between the 1st vane 8 and the rolling piston 42. Similarly, the discharge pressure of the discharge-pressure room 31 is drawn in the guide slot 48 through the free passage opening 33 prepared in the end plate 4, forces the 2nd vane 9 on the inner skin of cylinder 42a of the rolling piston 42 with a spring 13, and prevents the leakage of the refrigerant between a vane 9 and the rolling piston 42.

[0017] In addition, when the leakage of the refrigerant between vanes 8 and 9 and the rolling piston 42 does not pose a problem, the above-mentioned pressure is good only by spring action or the refrigerant pressure force.

[0018] Moreover, with the valve basalia 17, it is fixed to an end plate 4 with a bolt 18, and a delivery 37 is opened [discharge valve / the discharge valve 16 of the 1st actuation room 40 is arranged in the intermediate-pressure room 30, and] and closed. Moreover, it is arranged in the discharge-pressure room 31, and is fixed to an end plate 4 with a bolt 21 with the valve basalia 20, and the discharge valve 19 of the 2nd actuation room 41 opens and closes a delivery 38. Moreover, the regurgitation port 34 which was open for free passage in the discharge-pressure room 31 is formed in the rear housing 3, and the refrigerant compressed through this regurgitation port 34 is sent out to the condenser of an external refrigerating cycle.

[0019] Next, in the above-mentioned configuration, actuation of this example is explained based on drawing 5. From the condition (a) in which, as for drawing 5, this compressor completed inhalation, the revolution include angle of the rolling piston 42 shows the condition in every about 90 degrees in order of (a), (b), (c), and (d). Here, the volume of the 1st actuation room 40 in (a) turns into inhalation volume of this compressor. Moreover, the 1st actuation room 40 and the 2nd actuation room 41 are divided into inlet sides 40A and 41A and discharge sides 40B and 41B by the vane 8 and the vane 9, respectively.

[0020] in connection with the orbital motion of the rolling piston 42, the volume of discharge-side 40B of the 1st actuation room 40 should decrease gradually, and an internal refrigerant should be compressed, and pass the above-mentioned path (37→30→36) -- it is sent into the 2nd actuation room 41. Since the volume of discharge-side 41B of the 2nd actuation room 41 decreases gradually after inhalation of the 2nd actuation room 41 is completed in the condition (c) that a revolution include angle is about 180 degrees, a refrigerant is compressed further at the 2nd actuation room 41, when the refrigerant pressure force of the condenser pressure of an external refrigerating cycle is reached, it pushes a discharge valve 19 open, and is breathed out by the discharge-pressure room 31 from a delivery 38.

[0021] Therefore, the inhaled refrigerant has loose compression compared with being compressed while revolution of the rolling piston 42, i.e., rotation of a crankshaft 5, rotates two times about, and the conventional rolling piston mold compressor compressing by shaft 1 rotation about. Furthermore, in this compressor, since it is two-step compression, the

compression ratio of each actuation rooms 40 and 41 can make it smaller than the conventional rolling piston mold compressor, and can make fluctuation of driving torque small also from this. [0022] The count result of the example of effectiveness by this invention is shown in drawing 6, drawing 7 R> 7, and drawing 8. Driving torque fluctuation of this invention compressor is shown in drawing 6 (a). However, the flow and pressure requirement was set to suction pressure $P_s=2$ kg/cm² G of the refrigerant inhaled by the inhalation opening 35, and discharge-pressure $P_d=15$ kg/cm² G of the refrigerant breathed out by the discharge-pressure room 31, and the compression initiation timing beta of the volume ratio alpha of the 1st actuation room 40 and the 2nd actuation room 41 and each actuation room was determined that torque fluctuation will serve as min with $\alpha=0.47$ and $\beta=180$ degrees.

[0023] As compared with this invention compressor and the conventional twin rolling piston mold compressor (drawing 6 R> 6 (b)) which has two actuation rooms too to this volume, torque fluctuation of this invention has become about 40% of this conventional example, and is decreasing sharply. Moreover, as other flow and pressure requirements are shown in drawing 7 and drawing 8, torque fluctuation can be reduced by the broad flow and pressure requirement by determining suitably a volume ratio alpha and the compression initiation timing beta.

[0024] Furthermore, if a volume ratio alpha and the compression initiation timing beta are matched according to the service conditions (for example, for high compression ratios etc.) of a compressor, it cannot be overemphasized that the big torque fluctuation reduction effectiveness is acquired.

[0025] Moreover, since this compressor can compress the refrigerant of the two actuation interior of a room in one rolling piston, it is easy, and there are also few components mark and a configuration can use them as a small and lightweight compressor.

[0026] Next, other examples of this invention are explained. Drawing 9 and 10 show the 2nd example, and are penetrated and drilled in the direction in which the shaft orientations of the cylinder section 47 and the guide slot 48 cross at right angles at the cylinder section 47 of an end plate 4, and it is shown to two subvanes 9A and 9B to them free [sliding] in this guide slot 48. A spring 13 and the vane presser-foot plates 15A and 15B were arranged in the shaft-orientations abbreviation center section of the subvanes 9A and 9B like the 1st example, and the subvanes 9A and 9B are forced on the inner skin of cylinder 42a of the rolling piston 42 by the suitable force. The notching section 50 which corresponds at the tip of a vane on the 1st free passage way according to claim 3 was formed in one subvane 9B, and it has prevented that the refrigerant in the 2nd actuation room 41 is compressed by vane 9B by opening the space of the right-and-left both sides of vane 9B for free passage by this notching section 50.

[0027] Since the amount of displacement of a spring 13 is small and can be managed with this 2nd example, the long life of a spring 13 can be taken. The inhalation volume of a compressor is small especially, and it is effective when the diameter of the cylinder section 47 is small.

[0028] Next, the 3rd example is shown in drawing 11. Although the crank section 6 is formed in the crankshaft 5 in the 1st example at one, a crankshaft 5 and the crank section 6 are formed with another object in this 3rd example. That is, the drive pin 51 is formed in the location which carried out eccentricity to the crankshaft 5 to that center of rotation at one, and the crank section 6 is attached in this drive pin 51 pivotable. The balance weight 7 is being fixed to the crank section 6, and it has prevented that the crank section 6 escapes from the drive pin 51 with a circlip 52.

[0029] In this 3rd example, if the location of the drive pin 51 is made in agreement with the medial axis of the crank section 6, the same effectiveness as the 1st example can be done so. Furthermore, by considering as a location which is forced by the suitable force for the cylinder section 47 in which the component of a force of the compression reaction force of the refrigerant which acts the location of the drive pin 51 on the rolling piston 42 was produced, and the rolling piston 42 was arranged by cylinder-like the cylinder 44 and end plate 4 of middle housing 2 inner circumference, the refrigerant leakage between the rolling piston 42, a cylinder 44, and the cylinder section 47 can be prevented, and improvement in compression efficiency can be aimed at.

[0030] Furthermore, the 4th example is shown in drawing 12 and 13. a refrigerant — the — one

-- an example -- the same -- inhalation -- opening -- 35 (drawing 13) -- the -- one -- actuation -- a room -- 40 -- inhaling -- having -- a path -- drawing 12 -- being shown -- as -- the exterior -- electric control -- a signal -- a refrigerant -- a gas pressure signal -- etc. -- controlling -- having -- control -- a bulb -- 60 -- a passage -- an intermediate pressure -- a room -- 30 -- opening -- carrying out -- having had -- middle -- inhalation -- opening -- 61 -- inhaling -- having -- a path -- having -- **** . The control bulb 60 is a bulb which opens and closes the path inhaled from the middle inhalation opening 61, when this control bulb 60 has closed, a refrigerant is inhaled only from the inhalation opening 35 like the 1st example at the 1st actuation room 40, and the volume of the 1st actuation room 40 turns into inhalation volume of this compressor. Next, since a refrigerant is directly inhaled from the middle inhalation opening 61 through this bulb 60 at the intermediate-pressure room 30 when the control bulb 60 is open, the intermediate-pressure room 30 serves as suction pressure, and in order that the 1st actuation room 40 may not carry out a compression operation, the inhalation volume of this compressor in this case turns into volume of the 2nd actuation room 41. Therefore, since the inhalation volume of this compressor is changeable into two steps by controlling closing motion of the control bulb 60 according to a cooling load, power-saving operation of a compressor is attained.

[0031] For example, said control bulb 60 is used as a solenoid valve, a temperature sensor 71 detects the blow-off air temperature of the evaporator 70 of a refrigerating cycle, and it may be made to open and close a solenoid valve 60 in the 4th example through a control circuit 72 according to the detection temperature. That is, when blow-off sky atmospheric temperature of an evaporator 70 becomes below laying temperature (for example, 3 degrees C), a solenoid valve 60 is opened, the inhalation volume of a compressor is decreased, and power of a compressor is made small while preventing past [of an evaporator 70 / the cold] by reducing the refrigeration capacity of an evaporator 70. On the contrary, when blow-off sky atmospheric temperature of an evaporator 70 becomes more than laying temperature, a solenoid valve 60 is closed, and capacity of a compressor is made 100%. Thus, frosting of an evaporator 70 depended for getting cold too much can be prevented by carrying out adjustable control of the capacity of a compressor in two steps.

[0032] In addition, it is good also as a relief valve which can control similarly even if it detects the refrigerant suction pressure (refrigerant evaporation pressure) of a compressor, and operates by the device like a pure machine instead of a solenoid valve as a control valve 60 in this case instead of detecting blow-off sky atmospheric temperature of an evaporator 70. That is, if the pressure corresponding movement members (diaphragm etc.) displaced according to refrigerant inlet pressure are used and refrigerant inlet pressure falls below to a set pressure (2kg/cm²), you may make it a relief valve 60 open according to this inlet pressure fall.

[0033] Moreover, in the example mentioned above, each performs the 1st-step compression at the 1st actuation room 40 by the side of the periphery of the rolling piston 42. Although it constitutes so that the fluid which finished this 1st-step compression may be introduced into the 2nd actuation room 41 by the side of the inner circumference of the rolling piston 42 via the intermediate-pressure room 30 and the 2nd-step compression may be performed at this 2nd actuation room 41 It can also constitute so that the 1st-step compression may be performed at the actuation room by the side of the inner circumference of the rolling piston 42 and the 2nd-step compression may be performed after an appropriate time at the actuation room by the side of a periphery.

[0034] By the way, although considered as the structure of receiving thrust loading which acts on the rolling piston 42 in many balls 25, the retainer 28 for ball maintenance, and the thrust bearing that consists of plates 26 and 27, in the 1st - the 4th example which were mentioned above, even if it does not use such thrust bearing, the rolling piston mold compressor of this invention can be constituted, and the following 5th - the 9th example show the compressor of the format of not using the above-mentioned thrust bearing.

[0035] In the 5th example shown in drawing 14 , the path clearance of field 42c and end plate section 43' of the middle housing 2 which meet end plate section 43' of the path clearance of the field 42b and the end plate 4 which meet the end plate 4 of the rolling piston 42, and the middle

housing 2 of the rolling piston 42 is determined as the appearance from which the leakage of a refrigerant does not pose a problem in the about 20-micrometer minute gap. Furthermore, the rolling piston 42, the middle housing 2, and an end plate 4 are using an aluminum containing alloy, the middle housing 2, and an end plate 4 as hardened steel etc., the combination 42, for example, the rolling piston, of a good ingredient of sliding nature. Moreover, it is good also as structure of using the rolling piston 42, the middle housing 2, and an end plate 4 as the same ingredient, and performing surface treatment in the sliding section. For example, it is good also as structure which all made the rolling piston 42, the middle housing 2, and an end plate 4 the aluminum containing alloy, performed plating processing of nickel boron plating for example, etc. to the whole rolling piston 42 or end faces 42b and 42c, and has improved sliding nature.

[0036] Moreover, although end-face 42c of the rolling piston 42, end plate section 43' of the middle housing 2 or end-face 42b of the rolling piston 42, and an end plate 4 will receive thrust loading which acts on the rolling piston 42. Since the rolling piston 42 rotates at a suitable rate small [the revolution radius of the rolling piston 42], the sliding rate of the both-ends sides 42b and 42c of the rolling piston 42 and end plate section 43' of an end plate 4 and the middle housing 2 is small. And since the combination of the quality of the material which described these sliding part above, and surface treatment are raising sliding nature, faults, such as printing, do not occur and thrust bearing becomes unnecessary. The part and structure become easy, the cost can be cut down, and the miniaturization of a shaft-orientations dimension also becomes possible. Furthermore, since distance of the bearing of the rolling piston 42 and the bearing 23 of the front housing 1 can be made shorter than the 1st example structure of drawing 1, the load which acts on the bearing 22 and 23 of the front housing 1 can be reduced, and a life can also be improved.

[0037] Since other points of the 5th example are the same as the 1-4th examples mentioned above, explanation is omitted. Next, the 6th example shown in drawing 15 R> 5 is what transformed the 5th example of the above, and the slot 81 of the shape of a ring which carries out normally open opening into housing 1 is formed in the field by the side of end plate section 43' of the middle housing 2 among the end plate sections 80 of the rolling piston 42. On the other hand, in order to draw an intermediate pressure inside the front housing 1, the intermediate-pressure room 30 is considered as the configuration which is open for free passage in housing 1 through the free passage opening 82, the communicating tube way 83, and the free passage opening 84. Since thrust loading to the drawing 15 left which an intermediate pressure will act on the end plate section 80 of the rolling piston 42 from a direction opposite to the actuation rooms 40 and 41, and is used as the rolling piston 42 at an operation can be reduced according to **** 6 example, also in the structure which abolished thrust bearing, the dependability of the thrust sliding section of the rolling piston 42 can be raised further. In addition, although considered as the configuration which draws an intermediate pressure inside the front housing 1 in the 6th example, it is also possible to constitute so that the optimal pressure may be drawn according to a flow and pressure requirement through a pressure control valve from a discharge pressure, an intermediate pressure, or suction pressure.

[0038] Drawing 16 shows the 7th example which used the above-mentioned pressure control valve, and 90 is a pressure control valve and has become a cross valve. The pressure control valve 90 has diaphragm 93, a discharge pressure is led to the spherical valve element 91 side (drawing Nakagami side) of diaphragm 93 through the free passage opening 100 and a duct 101 from the discharge-pressure room 31, and the spherical valve element 91 and the opposite side (drawing Nakashita side) are released by atmospheric air by the hole 98. Furthermore, the spring 94 which adds the force in the spherical valve element 91 direction to diaphragm 93 is arranged in said atmospheric-air side. On the other hand, the spherical valve element 91 and a push rod 92 fix to one, and this push rod 92 is pushed against diaphragm 93 with the spring 96. Moreover, Ports 95a, 95b, and 95c are drilled by housing of a control valve 90, port 95a is open for free passage with the inside of the front housing 1 through a duct 102 and the free passage opening 84, port 95b is open for free passage with the discharge-pressure room 31 through said duct 101 and the free passage opening 100, and port 95c is open for free passage with the intermediate-pressure room 30 through a duct 103 and the free passage opening 82.

[0039] In the above-mentioned configuration, if actuation of the 7th example is explained, while resultant force of the force by the discharge pressure and the force by the spring 96 will act on diaphragm 93 in a drawing Nakashita side direction, the force by the spring 94 will act on a drawing Nakagami side direction, and diaphragm 93 moves up and down by balance of the force.

[0040] With vertical movement of this diaphragm 93, the spherical valve element 91 will move up and down through a push rod 92, and Ports 95b and 95c will be opened and closed. Since said resultant force has the discharge pressure highly larger than the force by the spring 94, the spherical valve element 91 contacts lower valve seat 97A, and port 95c closes drawing 16, and it shows the condition that port 95b and port 95a were open for free passage. In this condition, a discharge pressure will be drawn inside the front housing 1. If the above-mentioned discharge pressure to a discharge pressure becomes low and said resultant force becomes smaller than the force by the spring 94, the spherical valve element 91 will move up, when upper valve seat 97B is contacted, port 95b will close, port 95c and port 95a will be open for free passage, and an intermediate pressure will be drawn inside the front housing 1.

[0041] Since thrust loading which acts on the rolling piston 42 by compression of a refrigerant becomes large as a discharge pressure becomes high, by changing the pressure which acts on the tooth back of the end plate section 80 of the rolling piston 42 by the height of a discharge pressure as mentioned above, thrust loading which acts on the rolling piston 42 much more effectively can be reduced, and dependability can be improved further.

[0042] Next, the 8th example is shown in drawing 17 - drawing 19. The good slide members 110 (refer to drawing 18) and 111 (refer to drawing 19) of the sliding nature which the 8th example becomes from polish band steel etc., respectively between end plate section 43' of the cylindrical section both-ends sides 42b and 42c of the rolling piston 42, an end plate 4, and the middle housing 2 are arranged, and the slide member 112 of the too still more nearly same quality of the material between the medial surface of the rolling piston 42 and the end face of the cylindrical section 47 of an end plate 4 is arranged. Even when the same ingredients, such as an aluminum containing alloy, are used as an ingredient of the rolling piston 42, an end plate 4, and the middle housing 2, it is not necessary to perform surface treatment, and good sliding nature can be obtained in the 8th example. In addition, there is not necessarily no need of using said slide member 110,111,112 altogether, and it requires only a required part.

[0043] Next, the 9th example is shown in drawing 20 and drawing 21. The 9th example is arranging the ring-like sealant 113,114 (refer to drawing 21) excellent in the sliding nature which forms a ring-like crevice in the both-ends sides 42b and 42c of the cylindrical section of the rolling piston 42, and becomes this crevice from resin etc., respectively. By arrangement of this sealant 113,114, the leakage of a refrigerant can be prevented and effectiveness can be improved. Furthermore, the variation in the effectiveness by the variation in each path clearance between the both-ends sides 42b and 42c of the cylindrical section of the rolling piston 42 and end plate section 43' of an end plate 4 and the middle housing 2 can be prevented.

[0044] Although the 5th - the 9th example which were mentioned above are for abolishing the thrust bearing of the rolling piston 42, they describe below the example which aimed at amelioration for preventing useless consumption of compressor power driven when the thermal load of the air conditioner for automobiles is very low (when outside air temperature is very low).

[0045] Although this invention compressor has the greatest description at the point of performing the two-step compression operation in the 1st actuation room 40 and the 2nd actuation room 41 as shown in drawing 5 (a) - (d) mentioned above Since the completion pressure of the 1st step of compression by the 1st actuation room 40 (it is henceforth called an intermediate pressure) is decided by the volume ratio of two actuation rooms 40 and 41 in this invention compressor, the volume ratio has been decided that torque fluctuation becomes small in the usual thermal load. However, when a thermal load is very low, the condensation pressure in a refrigerating cycle becomes low, therefore the discharge pressure of a compressor may also become low and may become below an intermediate pressure. In such a case, the refrigerant which carried out fault compression in the 1st step by the 1st actuation room 40 is made to expand in the 2nd step by the 2nd actuation room 41, and there is a possibility of producing the

problem of consuming compressor power driven vainly.

[0046] so, in the 10th example shown in drawing 22 and drawing 23 It enables it to prevent generating of the above-mentioned problem. In the **** 10 example The pilot by-pass 120 applicable to the 2nd free passage way according to claim 8 which opens the intermediate-pressure room 30 and the discharge-pressure room 31 for free passage in the rear housing 3 is formed. The check valve 121 and the valve basalia 122 which prevent the back flow of the refrigerant from the discharge-pressure room 31 to the intermediate-pressure room 30 are being fixed to the discharge-pressure room 31 side of this pilot by-pass 120 with the bolt 123 (refer to drawing 23). Therefore, the refrigerant compressed at the 1st actuation room 40 will be inhaled at the 2nd actuation room 41 through the delivery 37 → intermediate-pressure room 30 → inhalation opening 36, and it will have the 1st path which is further compressed in this 2nd actuation room 41, and is breathed out by the discharge-pressure room 31 from a delivery 38, and the 2nd path breathed out by the discharge-pressure room 31 through the delivery 37 → intermediate-pressure room 30 → pilot by-pass 120. The 1st vane 8 and the 2nd vane are arranged as it is also at the physical relationship from which the timing of compression initiation of the 1st actuation room 40 and the 2nd actuation room 41 differs about 180 degrees here.

[0047] Actuation of the 10th example is explained in the above-mentioned configuration. The air-conditioning thermal load of a refrigerating cycle usually comes out, and, in a certain case, actuation shown in drawing 5 used for actuation explanation of the 1st above-mentioned example - drawing 8 R> 8 is performed also in the 10th example.

[0048] That is, when the volume ratio of Ps, the 1st actuation room 40, and the 2nd actuation room 41 is set to alpha for the refrigerant inlet pressure inhaled by the inhalation opening 35, an intermediate pressure (pressure of the intermediate-pressure room 30) is set to Ps and $(1/\alpha) K$ (K is the ratio of specific heat), for example, about 6.1kg/cm² of intermediate pressures is set to G in suction pressure $P_s=2$ kg/cm² G, a volume ratio $\alpha=0.47$, and $K=1.14$. In the usual thermal load, since a discharge pressure is higher than an intermediate pressure, the check valve 121 has closed the pilot by-pass 120. Therefore, torque fluctuation can be reduced by two-step compression as mentioned above.

[0049] Next, an operation when a thermal load is very low is explained. When a thermal load is very low, the refrigerant pressure force in the condenser of an external refrigerating cycle is low, therefore a discharge pressure may become low and may become below the intermediate pressure of the above-mentioned [this discharge pressure]. In such a case, if the above two-step compression is performed, after compressing a refrigerant to an intermediate pressure at the 1st actuation room 40, a refrigerant will be made to expand to a discharge pressure at the 2nd actuation room 41, and compressor power driven will be consumed vainly. However, in the 10th example, if a discharge pressure declines from an intermediate pressure, since a check valve 121 will open a pilot by-pass 120, a refrigerant flows from the intermediate-pressure room 30 through a pilot by-pass 120 to the discharge-pressure room 31. For this reason, since an intermediate pressure becomes equal to a discharge pressure, fault compression of the refrigerant is not carried out at the 1st actuation room 40. That is, a refrigerant is compressed to the pressure which reaches a discharge pressure at the 1st actuation room 40, and is sent into the discharge-pressure room 31 through the delivery 37 → intermediate-pressure room 30 → pilot by-pass 120 after that. Furthermore, since the suction pressure and the discharge pressure of the 2nd actuation room 41 become equal and the 2nd actuation room 41 does not perform work of compression in order that the 2nd actuation room 41 may inhale a refrigerant from the intermediate-pressure room 30, consumption of useless power can be prevented. In addition, although it becomes one-step compression in this case, since a discharge pressure is low and the compression ratio is small, torque fluctuation does not pose a problem small.

[0050] Next, the 11th example which transformed the 10th example of the above is shown in drawing 24 . The check valve 130 is arranged by the wall surface which has separated the intermediate-pressure room 30 and the discharge-pressure room 31 of the rear housing 3. As the configuration of this check valve 130 is shown in drawing 25 , it is pushed against a valve seat 135 with a spring 133, the drawing Nakagami side of this valve seat 135 is open for free passage in the intermediate-pressure room 30 with free passage opening 135a, and, on the other

hand, the spherical valve element 132 is opening the drawing Nakashita side of a valve seat 135 for free passage in the discharge-pressure room 31. Here, a spring 133 is supported by the stopper 134 and the pressure by said spring 133 is set as the force of extent which does not separate from a valve seat 135 by vibration which a valve element 132 is operating. Moreover, the screw section is formed in casing 131 and it is concluded by the screw hole made in the wall surface of said rear housing 3.

[0051] The same effectiveness as the 10th example since a refrigerant passes along the interior of a check valve 130 in order for a valve element 132 to be depressed with an intermediate pressure by the method of drawing Nakashita when an intermediate pressure exceeds a discharge pressure by the above-mentioned configuration, and to separate from a valve seat 135, and it flows in the discharge-pressure room 31 from the intermediate-pressure room 30 and an intermediate pressure becomes almost equal to a discharge pressure can be done so.

[0052] The lubricating oil mixed in the refrigerant is performing the lubrication of compressor each sliding section of this invention. This performs the lubrication of each sliding section with inhalation of a refrigerant and the receipts and payments to the actuation room by the regurgitation by circulating also through a lubricating oil to coincidence in the state of a liquid. The 12th of the following – the 15th example show the part in which the above-mentioned lubricating oil does not have the flow of the refrigerant in a compressor, for example, the compressor with which it was made for the sliding surface of a vane to also be supplied enough.

[0053] The 12th example is explained based on drawing 26. The tabular metal or the vapor-liquid-separation machine 145 made of resin which shows a refrigerant and a lubricating oil to drawing 27 separated according to a viscous difference is installed near the discharge-pressure room 31 side of the delivery 38 from the 2nd actuation room 41 to the discharge-pressure room 31. Said vapor-liquid-separation machine 145 is covered on the edge of the upper part and right-and-left both sides, and provides 145a-145c so that the refrigerant and lubricating oil which were breathed out from the delivery 38 may collide with this vapor-liquid-separation machine 145 efficiently.

[0054] The 1st vane room 141 is constituted by said spring guide hole 46 with which a spring 10 is arranged, and said guide slot 45 where the 1st vane 8 reciprocates, and the 2nd vane room 142 is constituted by said spring guide hole 49 with which a spring 13 is arranged, and said guide slot 48 where the 2nd vane 9 reciprocates.

[0055] The free passage way 143 is constituted by free passage way 143a which leads a lubricating oil to said 1st vane room 141, and free passage way 143b led to said 2nd vane room 142. Said free passage way 143 carries out opening of the 1st opening 143A of the end to the pars basilaris ossis occipitalis of the discharge-pressure room 31, and carries out opening of 2nd opening 143B of the other end, and 3rd opening 143C near [said / spring guide hole 46] said 1st vane room 141 and near [said / spring guide hole 49] said 2nd vane room 142, respectively.

[0056] in addition, said free passage way 143 in this example -- the 3rd free passage way configuration according to claim 10 -- it is carrying out. The diaphragm 140 which adjusts the amount of supply of a lubricating oil is installed in said 1st opening 143A of said free passage way 143.

[0057] Next, actuation of this example is explained. If the tabular vapor-liquid-separation machine 145 which separates a refrigerant as shown in drawing 27, and a lubricating oil according to a viscous difference is arranged near the discharge-pressure room 31 side of the delivery 38 from the 2nd actuation room 42 to the discharge-pressure room 31, a lubricating oil will be sprayed on said vapor-liquid-separation machine 145 with a refrigerant, will adhere according to the viscosity on the surface of a plate, and will accumulate in the pars basilaris ossis occipitalis of the discharge-pressure room 31 with gravity.

[0058] The relation of a discharge pressure, an intermediate pressure, and suction pressure serves as discharge-pressure > intermediate-pressure > suction pressure by two-step compression actuation of this compressor. Since the minute clearance between the sliding sections with the middle housing 2 of the 1st vane 8 is connected with the 1st actuation room 40, the pressure of the 1st vane room 141 becomes equal to the pressure of the 1st actuation

room 40, and since the 1st vane room 141 is intermediate-pressure > 1st actuation room pressure force > suction pressure, it serves as intermediate-pressure > 1st vane room pressure force > suction pressure here.

[0059] Moreover, similarly, the pressure of the 2nd vane room 142 becomes equal to the pressure of the 2nd actuation room 41, and since it is a discharge-pressure > 2nd actuation room pressure force > intermediate pressure, it turns into a discharge-pressure > 2nd vane room pressure force > intermediate pressure.

[0060] Therefore, the lubricating oil accumulated in the pars basilaris ossis occipitalis of the discharge-pressure room 31 which is the highest pressure has the oil level pushed, is sent into the 1st vane room 141 and the 2nd vane room 142 through the free passage way 143, and performs the lubrication of the sliding section of the 1st vane 8 and the 2nd vane 9. At this time, in order to prevent supply of a superfluous lubricating oil, said drawing 140 is adjusting the amount of supply of a lubricating oil.

[0061] Next, as shown in drawing 28, 2nd opening 143B by the side of the 1st vane room 141 of said free passage way 143a is made into the sliding surface of the 1st vane 8, the 13th example makes opening of 3rd opening 143C by the side of the 2nd vane room 142 of said free passage way 143b to the sliding surface of the 2nd vane 9, respectively, and it opens and closes with the location of a reciprocating motion of a vane. Even if it removes the diaphragm 140 which this used for the amount accommodation of lubricating oils in said 12th example, the amount of lubricating oils can be adjusted with the orbit and opening hole site relation of a vane.

[0062] Free passage way 143a' makes the intermediate-pressure room 30 and the 1st vane room 141 open for free passage, and free passage way 143b' makes the discharge-pressure room 31 and the 2nd vane room 142 open for free passage in the 14th example shown in drawing 29. Moreover, said vapor-liquid-separation machine 145 and the 2nd same vapor-liquid-separation machine 146 are arranged also in the intermediate-pressure room 30, and it is made for a refrigerant and the separated lubricating oil to accumulate in the pars basilaris ossis occipitalis of the intermediate-pressure room 30 with gravity. Compared with having supplied the lubricating oil to the 1st vane room 141 from the discharge-pressure room 31 in said 12th example by this configuration, accommodation of the amount of lubricating oils becomes easy by supplying a lubricating oil from the small intermediate-pressure room 30 of differential pressure.

[0063] The 15th example is explained based on drawing 30. In addition to said 12th example, the free passage way 150 opened for free passage by axis end section 5A of a shaft 5 from the 2nd vane room 142 is vacated for the center section of said rolling piston 42, and the free passage way 151 opened for free passage by a bearing 22 and the 23 neighborhoods from this axis end section 5A is vacated for said shaft 5.

[0064] The free passage way 152 which makes the axial room 160 which furthermore consists of space of the clearance between said front housing 1 and said shafts 5, and the inhalation opening 35 open for free passage is vacated for said front housing 1.

[0065] In addition, these free passage ways 150 and 151 in this example constitute the 4th free passage way according to claim 11. Next, actuation of the 15th example is explained.

[0066] Since said axial room 160 is open for free passage with the inhalation opening 35 and the free passage way 152, the pressure of the axial room 160 becomes equal to suction pressure. each -- ** -- a pressure -- size -- relation -- the above -- having stated -- as -- a discharge pressure -- the lubricating oil sent to the 2nd vane room 142 from the discharge-pressure room 31 since it was > 2nd vane room pressure force > intermediate-pressure > 1st vane room pressure force > suction pressure -- further -- the free passage ways 150 and 151 -- a passage -- a pressure equal to suction pressure -- it is -- a shaft -- a room -- 160 -- up to -- sending in -- having -- bearings 22, 23, and 29 -- the lubrication of the sliding section is performed.

[0067] According to the 12th - the 15th example which were mentioned above, additional components, such as an oil pump, are not needed, but supply of the lubricating oil which used the differential pressure from the high-pressure section to depression only by arrangement of an easy free passage way can be realized, and the lubrication of the part which is not the passage of a refrigerant becomes possible. Moreover, since the lubricating oil mixed in the refrigerant is

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平6-159278

(43)公開日 平成6年(1994)6月7日

| (51)Int.Cl. ⁵ | 識別記号 | 庁内整理番号 | F I | 技術表示箇所 |
|--------------------------|------|---------|-----|--------|
| F 0 4 C 23/00 | F | 6907-3H | | |
| 18/356 | L | 8311-3H | | |
| | V | 8311-3H | | |

審査請求 未請求 請求項の数11(全 15 頁)

(21)出願番号 特願平4-337520

(22)出願日 平成4年(1992)12月17日

(31)優先権主張番号 特願平4-79653

(32)優先日 平4(1992)4月1日

(33)優先権主張国 日本(J P)

(31)優先権主張番号 特願平4-258098

(32)優先日 平4(1992)9月28日

(33)優先権主張国 日本(J P)

(71)出願人 000004695

株式会社日本自動車部品総合研究所
愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地

(71)出願人 000004260

日本電装株式会社
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

(72)発明者 松田 三起夫

愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地 株式会
社日本自動車部品総合研究所内

(72)発明者 稲垣 光夫

愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地 株式会
社日本自動車部品総合研究所内

(74)代理人 弁理士 碓氷 裕彦

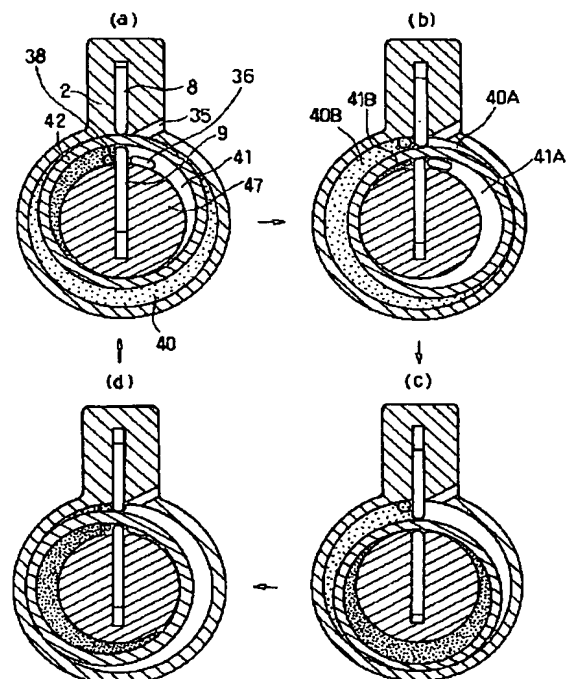
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 ローリングピストン型圧縮機

(57)【要約】

【目的】 1個のローリングピストンを用いた簡単な構成で、トルク変動の小さいローリングピストン型圧縮機を提供する。

【構成】 ハウジング2の吸入口35から第1作動室40内に流体を吸入し、ローリングピストン42の公転運動により流体をまず第1作動室40で圧縮し、この圧縮流体を次に第2作動室41内に導入し、この第2作動室41内でも流体をローリングピストン42の公転運動により更に圧縮した後、圧縮流体を外部へ吐出する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 (a) 内部にシリンダを有するハウジングと、

(b) 前記ハウジングに回転自在に支持されるとともに、軸心に対して所定量偏心したクランク部を有するシャフトと、

(c) 前記シリンダ内に固定して設けられた円柱部と、

(d) 前記クランク部に回転自在に嵌合される円筒状のローリングピストンであって、円筒形状の内周側に前記円柱部を内蔵するようにして前記シリンダ内に配置され、前記シャフトの回転を受けて前記シリンダの内周面および前記円柱部の外周面の双方に接触しながら公転運動を行うローリングピストンと、

(e) 前記シリンダの内周面と前記ローリングピストンの外周面との間の空間、および前記ローリングピストンの内周面と前記円柱部の外周面との間の空間のいずれか一方により形成された第1作動室と、

(f) 前記両空間の他方により形成された第2作動室と、

(g) 前記第1作動室を吸入側と吐出側に分離する第1ベーンと、

(h) 前記第2作動室を吸入側と吐出側に分離する第2ベーンと、

(i) 前記ハウジングに設けられ、前記第1作動室の吸入側に流体を吸入させる吸入口と、

(j) 前記ハウジングに設けられ、前記第1作動室の吐出側を前記第2作動室の吸入側に連通する中間圧力室と、

(k) 前記ハウジングに設けられ、前記第2作動室の吐出側から圧縮流体が吐出される吐出圧力室とを有することを特徴とするローリングピストン型圧縮機。

【請求項2】 前記第1作動室は前記シリンダの内周面と前記ローリングピストンの外周面との間の空間により形成され、前記第1ベーンは前記ハウジングに摺動自在に保持されるとともに押圧手段によって前記ローリングピストンの外周面に押圧されており、

また前記第2作動室は前記ローリングピストンの内周面と前記円柱部の外周面との間の空間により形成され、前記第2ベーンは前記円柱部に摺動自在に保持されるとともに押圧手段によって前記ローリングピストンの内周面に押圧されていることを特徴とする請求項1記載のローリングピストン型圧縮機。

【請求項3】 前記第2ベーンが、前記第1ベーンと所定の位置関係を持って配置され前記第2作動室を吸入側と吐出側とに分離するサブベーンと、

このサブベーンと反対方向に向くように配置され、かつ前記第2作動室内の流体の流れを許容する第1の連通路が形成されたサブベーンとの2枚のベーンより構成されることを特徴とする請求項2記載のローリングピストン型圧縮機。

【請求項4】 前記ハウジングは、前記シャフトを回転自在に支持するフロントハウジングと、このフロントハウジングに一端側が接合され前記シリンダを形成するミドルハウジングと、このミドルハウジングの他端側を閉塞するようにミドルハウジングに接合されたエンドプレートと、このエンドプレートとの間に前記中間圧力室および前記吐出圧力室を区画形成するリアハウジングとにより構成されていることを特徴とする請求項1ないし3のいずれか1つに記載のローリングピストン型圧縮機。

【請求項5】 前記円柱部は前記エンドプレートに一体形成されていることを特徴とする請求項4記載のローリングピストン型圧縮機。

【請求項6】 前記ハウジングの吸入口と中間圧力室とを連通する流体通路と、

この流体通路に設けられ、制御信号を受けて通路の開閉を行う制御バルブとを有することを特徴とする請求項1ないし5のいずれか1つに記載のローリングピストン型圧縮機。

【請求項7】 前記ハウジングは、前記ローリングピストンの円筒状部両端面と対面する位置で、前記シャフトの回転軸方向と垂直方向に延びる端板状部を有し、前記ローリングピストンの円筒状部両端面と、前記ハウジングの端板状部の少なくとも一方に摺動性を向上させるための手段が備えられていることを特徴とする請求項1記載のローリングピストン型圧縮機。

【請求項8】 前記中間圧力室と前記吐出圧力室を連通する第2の連通路と、前記中間圧力室から前記吐出圧力室への方向にのみ流体を流す弁とを備えることを特徴とする請求項1ないし7のいずれかひとつに記載のローリングピストン型圧縮機。

【請求項9】 前記第2作動室から前記吐出圧力室に吐出される圧縮流体は潤滑油を含む冷凍サイクルの冷媒ガスであって、前記吐出圧力室内において前記潤滑油を含む冷媒ガスの通過する部位に、粘性の差によって前記冷媒ガスと前記潤滑油を分離する気液分離器を配設することを特徴とする請求項1ないし8のいずれかひとつに記載のローリングピストン型圧縮機。

【請求項10】 前記吐出圧力室の底部と前記第1ベーンの摺動部および前記第2ベーンの摺動部を連通する第3の連通路を有することを特徴とする請求項9記載のローリングピストン型圧縮機。

【請求項11】 前記シャフトを前記ハウジングに回転自在に支持する軸受けの近辺と、前記第2ベーンの摺動部とを連通する第4の連通路を有することを特徴とする請求項10記載のローリングピストン型圧縮機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明はローリングピストン型圧縮機に関するもので、特に自動車用空調装置の冷媒圧縮に用いて有効である。

【0002】

【従来の技術】従来のローリングピストン型圧縮機は、円形のシリンダ内に円筒状のローリングピストンを配置し、このローリングピストンをシリンダ中心上に配置したクランクシャフトで回転駆動することにより、ローリングピストンをシリンダ内壁に接触させながら偏心回転すなわち公転運動させるようにしている。

【0003】一方、ローリングピストンの外周面にはスプリングで押し出されたペーンを当接させ、このペーンにてシリンダ内の作動室を2つに分割し、その一方の作動室に吸入口を、他方の作動室に吐出口をそれぞれ開口させている。

【0004】そして、ローリングピストンの公転運動により上記2つの作動室の容積が変化することにより、流体の吸入、圧縮、吐出を行うように構成されている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、従来のローリングピストン型圧縮機では、冷媒の吸入、圧縮、吐出行程をローリングピストンの一回転で行っているため、駆動トルクの変動が大きく、それに従い振動や騒音も大きくなり、使用者に不快感を与えるとともに、圧縮機自身の寿命を短くするなどの問題がある。

【0006】本発明は上記点に鑑み、1個のローリングピストンを用いた簡単な構成で、トルク変動の小さいローリングピストン型圧縮機を提供することを目的としている。

【0007】

【課題を解決するための手段】本発明は上記目的を達成するため、(a)内部にシリンダを有するハウジングと、(b)前記ハウジングに回転自在に支持されるとともに、軸心に対して所定量偏心したクランク部を有するシャフトと、(c)前記シリンダ内に固定して設けられた円柱部と、(d)前記クランク部に回転自在に嵌合される円筒状のローリングピストンであって、円筒形状の内周側に前記円柱部を内蔵するようにして前記シリンダ内に配置され、前記シャフトの回転を受けて前記シリンダの内周面および前記円柱部の外周面の双方に接触しながら公転運動を行うローリングピストンと、(e)前記シリンダの内周面と前記ローリングピストンの外周面との間の空間、および前記ローリングピストンの内周面と前記円柱部の外周面との間の空間のいずれか一方により形成された第1作動室と、(f)前記両空間の他方により形成された第2作動室と、(g)前記第1作動室を吸入側と吐出側に分離する第1ペーンと、(h)前記第2作動室を吸入側と吐出側に分離する第2ペーンと、

(i)前記ハウジングに設けられ、前記第1作動室の吸入側に流体を吸入させる吸入口と、(j)前記ハウジングに設けられ、前記第1作動室の吐出側を前記第2作動室の吸入側に連通する中間圧力室と、(k)前記ハウジングに設けられ、前記第2作動室の吐出側から圧縮流体

が吐出される吐出圧力室とを有するという技術的手段を採用する。

【0008】

【発明の作用効果】本発明圧縮機は上記のごとく構成されているから、図5に例示するように、ローリングピストン42の回転に伴って、ハウジングの吸入口35から第1作動室40内に吸入された流体（例えば冷凍サイクルの冷媒）がまず第1作動室40にて圧縮され、この第1作動室40で圧縮された流体は中間圧力室に吐出される。そして、この吐出された冷媒は第2作動室41の吸入口36より第2作動室41に吸入され、ここで更に圧縮される。この第2作動室41で更に圧縮された流体は第2作動室41の吐出口38より吐出圧室に吐出され、外部に送り出される。

【0009】本発明圧縮機では、上記のごとく第1、第2の2つの作動室を用いて2段圧縮を行っており、ローリングピストンの2回転で圧縮を完了するようにしているため、流体の圧縮が緩やかであり、同時に各作動室の圧縮比が小さくなることから、従来の2個の作動室を持つツインローリングピストン型のものに比べて、トルク変動を格段に小さくすることができるという優れた効果が得られる。しかも、1個のローリングピストンで2つの作動室の圧縮を行うことができるため、簡単な構成で小型・軽量の圧縮機とすることができるという効果が大きい。

【0010】

【実施例】図1、2、3、4は本発明を自動車用空調装置の冷媒圧縮機に適用した場合の実施例を示すもので、図1～図4において、フロントハウジング1に保持された軸受22、23にクランクシャフト5が回転自在に支持されている。このクランクシャフト5は、図1の左端側部に図示しない電磁クラッチが連結され、この電磁クラッチを介して自動車エンジンの回転力を受けるようになっている。また、クランクシャフト5は、その回転中心より所定量偏心して円形状のクランク部6が一体形成されており、そしてこのクランク部6に軸受29を介して円筒状のローリングピストン42が回転自在に支持されている。従って、クランクシャフト5の回転を受けると、ローリングピストン42は上記クランク部6の偏心量に応じた公転運動（偏心回転）を行うことになる。

【0011】さらに、クランクシャフト5にはローリングピストン42およびクランク部6の偏心を補うべくバランスウェイト7が固定されている。また、フロントハウジング1とクランクシャフト5の間にはシャフトシール24が配設され、圧縮機内部の冷媒および潤滑油が外部に漏洩するのを防止するようになっている。

【0012】ローリングピストン42のつば状部43の端面とフロントハウジング1の端面にはそれぞれ対面してリング状のプレート26、27が固定され、そしてこの両プレート26、27の間に多数のボール25および

このボール25を保持するリテーナ28が配設され、ローリングピストン42に作用するスラスト荷重を受けるようになっている。

【0013】上記ローリングピストン42を収納しているミドルハウジング2は図示しないボルトにより、フロントハウジング1に固定されており、このミドルハウジング2には、やはり図示しないボルトによりエンドプレート4およびリアハウジング3が固定されている。ミドルハウジング2内部に形成した円筒状のシリンダ44とローリングピストン42とエンドプレート4とにより第1作動室40が形成されている。また、エンドプレート4のうちローリングピストン42に対向した面には円柱部47が一体形成されており、この円柱部47はシリンダ44と同一中心位置に形成され、ローリングピストン42の内周側に配設されている。この円柱部47とローリングピストン42の内周面のシリンダ42aと、エンドプレート4とにより第2作動室41が形成されている。

【0014】ミドルハウジング2にはガイド溝45が穿設され、このガイド溝45に摺動自在に第1ペーン8が案内されている。さらに、ミドルハウジング2には第1ペーン8の軸方向約中央部(図1参照)に位置するようにして、ペーン8の摺動方向にスプリングガイド穴46が穿設されており、その内部にペーン押さえ板12とスプリング10が配設されている。このスプリング10の一端を支持するキャップ11がミドルハウジング2に固定されており、このキャップ11によってスプリングガイド穴46の上端が閉じられている。同様に、エンドプレート4に形成された円柱部47にガイド溝48を設け、このガイド溝48に第2ペーン9が摺動自在に案内され、円柱部47に設けたスプリングガイド穴49にペーン押さえ板15とスプリング13とキャップ14が配設されている。

【0015】さらに、ミドルハウジング2には図2に示すように第1作動室40の吸入口35が第1ペーン8に近接して配設され、この吸入口35より冷凍サイクルの蒸発器(図示せず)で蒸発したガス状冷媒が吸入される。エンドプレート4には図3に示すように第1作動室40の吐出口37と第2作動室41の吸入口36および吐出口38が穿設されており、第1作動室40の吐出口37と第2作動室41の吸入口36はともにリアハウジング3に形成された中間圧力室30に連通し、また、第2作動室41の吐出口38はリアハウジング3に形成された吐出圧力室31に連通している。従って、第1作動室40で圧縮された冷媒は吐出口37→中間圧力室30→吸入口36の経路を経て第2作動室41に吸入され、この室41内でさらに圧縮されることになる。ここで、第1作動室40と第2作動室41の圧縮開始のタイミングが約180度異なる位置関係でもって第1ペーン8と第2ペーン9は配設されている。

【0016】一方、中間圧力室30の中間圧力はエンドプレート4に設けた連通口32を通じてガイド溝45内に導かれ、スプリング10とともに第1ペーン8を適当な力でローリングピストン42の外周面に押し付け、第1ペーン8とローリングピストン42の間の冷媒の漏れを防止する。同様に、吐出圧力室31の吐出圧力はエンドプレート4に設けた連通口33を通じてガイド溝48内に導かれ、スプリング13とともに第2ペーン9をローリングピストン42のシリンダ42aの内周面に押し付けて、ペーン9とローリングピストン42の間の冷媒の漏れを防止する。

【0017】なお、ペーン8、9とローリングピストン42の間の冷媒の漏れが問題とならない場合には、前述の押し付け力はスプリング力のみ、または冷媒圧力のみによっても良い。

【0018】また、第1作動室40の吐出弁16は中間圧力室30内に配設され、弁止板17とともに、ボルト18によりエンドプレート4に固定され、吐出口37を開閉する。また、第2作動室41の吐出弁19は吐出圧力室31内に配設され、弁止板20とともにボルト21によりエンドプレート4に固定され、吐出口38を開閉する。また、リアハウジング3には吐出圧力室31に連通した吐出ポート34が形成され、この吐出ポート34を通り圧縮された冷媒は外部の冷凍サイクルの凝縮器に送り出される。

【0019】次に、上記構成において本実施例の作動を図5に基づいて説明する。図5は本圧縮機が吸入を完了した状態(a)から、ローリングピストン42の公転角度が約90度おきの状態を(a)、(b)、(c)、

(d)の順に示している。ここで、(a)での第1作動室40の容積が本圧縮機の吸入容積になる。また、第1作動室40、第2作動室41はそれぞれペーン8、ペーン9により吸入側40A、41Aと吐出側40B、41Bとに分けられている。

【0020】ローリングピストン42の公転運動に伴い、第1作動室40の吐出側40Bの容積は次第に減少し、内部の冷媒は圧縮され、前述の経路(37→30→36)を経て第2作動室41に送り込まれる。公転角度が約180度の状態(c)で第2作動室41の吸入が完了したのち、第2作動室41の吐出側41Bの容積が次第に減少するので、冷媒は第2作動室41でさらに圧縮され、外部冷凍サイクルの凝縮器圧力の冷媒圧力に達したとき吐出弁19を押し開き、吐出口38より吐出圧力室31に吐出される。

【0021】従って、吸入された冷媒はローリングピストン42の公転すなわちクランクシャフト5の回転がおおよそ2回転する間に圧縮されることになり、従来のローリングピストン型圧縮機がおおよそシャフト1回転で圧縮するのに比べ、圧縮が緩やかである。さらに、本圧縮機では2段圧縮となっているため、各作動室40、4

1の圧縮比が従来のローリングピストン型圧縮機より小さくすることができ、このことから、駆動トルクの変動を小さくすることができる。

【0022】本発明による効果例の計算結果を図6、図7、図8に示す。図6(a)に本発明圧縮機の駆動トルク変動を示す。ただし、圧力条件を吸入口35に吸入される冷媒の吸入圧力 $P_s = 2 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$ 、吐出圧力室31に吐出される冷媒の吐出圧力 $P_d = 15 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$ とし、第1作動室40と第2作動室41の容積比 α 、および各作動室の圧縮開始タイミング β をトルク変動が最小となるように $\alpha = 0.47$ 、 $\beta = 180^\circ$ と決定した。

【0023】本発明圧縮機と同容積でやはり2個の作動室を持つ従来のツインローリングピストン型圧縮機(図6(b))と比較して、本発明のトルク変動はこの従来例の約40%になっており、大幅に減少している。また、他の圧力条件についても図7、図8に示すように、容積比 α と圧縮開始タイミング β を適当に決定することにより、幅広い圧力条件でトルク変動を低減することができる。

【0024】さらに、圧縮機の使用条件(例えば高圧縮比用など)によって容積比 α と圧縮開始タイミング β をマッチングすれば、大きなトルク変動低減効果が得られることは言うまでもない。

【0025】また、本圧縮機は1個のローリングピストンで2つの作動室内の冷媒を圧縮することができるため、構成が簡単で部品点数も少なく、小型・軽量の圧縮機とすることができる。

【0026】次に、本発明の他の実施例について説明する。図9、10は第2実施例を示すもので、エンドプレート4の円柱部47にガイド溝48が円柱部47の軸方向と直交する方向に貫通して穿設され、このガイド溝48に2つのサブベーン9A、9Bが、摺動自在に案内される。サブベーン9A、9Bの軸方向約中央部には、第1実施例と同様にスプリング13、ベーン押さえ板15A、15Bが配設され、サブベーン9A、9Bを適当な力でローリングピストン42のシリンダ42aの内周面に押し付けている。一方のサブベーン9Bにはベーン先端に請求項3記載の第1の連通路に該当する切り欠き部50が形成され、この切り欠き部50によりベーン9Bの左右両側の空間を連通することによりベーン9Bによって第2作動室41内の冷媒が圧縮されることを防止している。

【0027】この第2実施例では、スプリング13の変位量が小さくて済むため、スプリング13の寿命を長く取れる。特に、圧縮機の吸入容積が小さく、円柱部47の直径が小さい場合などに有効である。

【0028】次に、第3実施例を図11に示す。第1実施例ではクランクシャフト5にクランク部6が一体に形成されているが、この第3実施例ではクランクシャフト5とクランク部6とを別体で形成している。すなわち、

クランクシャフト5にその回転中心に対して偏心した位置に駆動ピン51が一体に形成され、この駆動ピン51にクランク部6が回転可能に取り付けられている。クランク部6には、バランスウェイト7が固定されており、サークリップ52によりクランク部6が駆動ピン51から抜けることを防止している。

【0029】この第3実施例において、駆動ピン51の位置をクランク部6の中心軸と一致させれば、第1実施例と同様の効果を奏することができる。更に、駆動ピン51の位置を、ローリングピストン42に作用する冷媒の圧縮反力の分力を生じローリングピストン42がミドルハウジング2内周の円筒状のシリンダ44およびエンドプレート4に配設された円柱部47に適当な力で押し付けられるような位置とすることにより、ローリングピストン42とシリンダ44および円柱部47間の冷媒漏れを防止し、圧縮効率の向上を図ることができる。

【0030】さらに、第4実施例を図12、13に示す。冷媒は第1実施例と同様に吸入口35(図13)より第1作動室40に吸入される経路と、図12に示すように、外部の電気制御信号、冷媒ガス圧信号等により制御される制御バルブ60を通り中間圧力室30に開口された中間吸入口61より吸入される経路とを有している。制御バルブ60は中間吸入口61より吸入される経路を開閉するバルブで、この制御バルブ60が閉じているとき、冷媒は第1実施例と同様に吸入口35のみから第1作動室40に吸入され、第1作動室40の容積が本圧縮機の吸入容積となる。次に、制御バルブ60が開いているときはこのバルブ60を通して中間吸入口61から冷媒が中間圧力室30に直接吸入されるので、中間圧力室30が吸入圧力となり、第1作動室40は圧縮作用をしないため、この場合の本圧縮機の吸入容積は第2作動室41の容積となる。従って、冷房負荷に応じて制御バルブ60の開閉を制御することにより、本圧縮機の吸入容積を2段に変えることができるため、圧縮機の省動力運転が可能となる。

【0031】例えば、第4実施例において、前記制御バルブ60を電磁弁とし、冷凍サイクルの蒸発器70の吹出空気温度を温度センサ71により検出し、その検出温度に応じて制御回路72を介して電磁弁60の開閉を行うようにしてもよい。すなわち、蒸発器70の吹出空気温度が設定温度(例えば 3°C)以下になった場合には電磁弁60を開き、圧縮機の吸入容積を減少させ、蒸発器70の冷却能力を低減することにより蒸発器70の冷え過ぎを防止するとともに、圧縮機の動力を小さくする。逆に、蒸発器70の吹出空気温度が設定温度以上になった場合には電磁弁60を閉じ、圧縮機的能力を100%にする。このように、圧縮機的能力を2段に可変制御することにより蒸発器70の冷え過ぎによるフロストを防止できる。

【0032】なお、蒸発器70の吹出空気温度を検出する

かわりに、圧縮機の冷媒吸入圧力（冷媒蒸発圧力）を検出して同様に制御することができ、この場合、制御弁60として電磁弁のかわりに純機械的な機構で作動するリリーフ弁としてもよい。すなわち、冷媒吸入圧に応じて変位する圧力応動部材（ダイヤフラム等）を使用し、冷媒吸入圧が設定圧（ 2 kg/cm^2 ）以下に低下すると、この吸入圧低下に応じてリリーフ弁60が開弁するようにしてもよい。

【0033】また、上述した実施例では、いずれもローリングピストン42の外周側の第1作動室40において第1段階の圧縮を行い、この第1段階の圧縮を終えた流体を中間圧力室30を経由してローリングピストン42の内周側の第2作動室41に導入し、この第2作動室41で第2段階の圧縮を行うよう構成しているが、ローリングピストン42の内周側の作動室で第1段階の圧縮を行い、しかる後外周側の作動室で第2段階の圧縮を行うよう構成することもできる。

【0034】ところで、上述した第1～第4実施例では、ローリングピストン42に作用するスラスト荷重を、多数のボール25、ボール保持用リテーナ28、及びプレート26、27からなるスラスト軸受にて受ける構造としているが、このようなスラスト軸受を用いなくとも本発明のローリングピストン型圧縮機は構成でき、以下の第5～第9実施例は上記スラスト軸受を用いない形式の圧縮機を示す。

【0035】図14に示す第5実施例では、ローリングピストン42のエンドプレート4と対面する面42bとエンドプレート4とのクリアランス、およびローリングピストン42のミドルハウジング2の端板部43'と対面する面42cとミドルハウジング2の端板部43'とのクリアランスが、冷媒の漏れが問題とならない様に $20\mu\text{m}$ 程度の微小間隙に決定されている。さらに、ローリングピストン42とミドルハウジング2およびエンドプレート4は摺動性の良い材料の組み合わせ、例えば、ローリングピストン42をアルミ合金、ミドルハウジング2およびエンドプレート4を焼き入れ鋼などとしている。また、ローリングピストン42とミドルハウジング2とエンドプレート4を同じ材料とし、摺動部に表面処理を行う構造としてもよい。例えば、ローリングピストン42とミドルハウジング2とエンドプレート4をいずれもアルミ合金とし、ローリングピストン42の全体もしくは端面42b、42cに例えば、ニッケル・ボロンメッキ等のメッキ処理を施して、摺動性を改善した構造としても良い。

【0036】また、ローリングピストン42に作用するスラスト荷重をローリングピストン42の端面42cとミドルハウジング2の端板部43'、もしくはローリングピストン42の端面42bとエンドプレート4で受けることになるが、ローリングピストン42の公転半径が小さく、また、ローリングピストン42が適当な速度で

自転をすることから、ローリングピストン42の両端面42b、42cとエンドプレート4、ミドルハウジング2の端板部43'との摺動速度は小さい。しかも、これら摺動部分を前記した材質の組み合わせ、表面処理により摺動性を高めているから、焼き付きなどの不具合が発生することはない、スラスト軸受が不要となる。その分、構造が簡単になりコストダウンすることができ、軸方向寸法の小型化も可能となる。さらに、ローリングピストン42の軸受とフロントハウジング1の軸受23との距離を図1の第1実施例構造よりも短くできるので、フロントハウジング1の軸受22、23に作用する荷重を低減でき、寿命を向上することもできる。

【0037】第5実施例の他の点は、前述した第1～第4実施例と同じであるので、説明を省略する。次に、図15に示す第6実施例は上記第5実施例を変形したもので、ローリングピストン42の端板部80のうち、ミドルハウジング2の端板部43'側の面に、ハウジング1内に常時開口するリング状の溝部81が形成されている。一方、フロントハウジング1の内側に中間圧力を導くため、中間圧力室30を連通口82、連通管路83、連通口84を介してハウジング1内に連通する構成としている。本第6実施例によれば、ローリングピストン42の端板部80には作動室40、41と反対の方向から中間圧力が作用することになり、ローリングピストン42に作用する図15左方向へのスラスト荷重を低減することができるので、スラスト軸受を廃止した構造においても、ローリングピストン42のスラスト摺動部の信頼性をさらに向上させることができる。なお、第6実施例では、フロントハウジング1の内側に中間圧力を導く構成としたが、吐出圧力または中間圧力または吸入圧力から圧力制御弁を介して圧力条件に応じて最適な圧力を導くように構成することも可能である。

【0038】図16は、上記圧力制御弁を用いた第7実施例を示すもので、90は圧力制御弁で、三方弁となっている。圧力制御弁90はダイヤフラム93を有しており、ダイヤフラム93の球状弁体91側（図中上側）には吐出圧力室31から連通口100、管路101を経て吐出圧力が導かれ、球状弁体91と反対側（図中下側）は穴98により大気に解放されている。さらに、前記大気側にはダイヤフラム93に対し球状弁体91方向に力を付加するスプリング94が配設されている。一方、球状弁体91とプッシュロッド92は一体に固着され、このプッシュロッド92はスプリング96によりダイヤフラム93に押し付けられている。また、制御弁90のハウジングにはポート95a、95b、95cが穿設され、ポート95aは管路102、連通口84を経てフロントハウジング1の内側と連通し、ポート95bは前記管路101、連通口100を経て吐出圧力室31と連通し、ポート95cは管路103、連通口82を経て中間圧力室30と連通している。

【0039】上記構成において、第7実施例の作動を説明すると、ダイヤフラム93には吐出圧力による力とスプリング96による力の合力が図中下側方向に作用するとともに、スプリング94による力が図中上側方向に作用することになり、その力の釣り合いによりダイヤフラム93が上下動する。

【0040】このダイヤフラム93の上下動に伴って、ブッシュロッド92を介して球状弁体91が上下動し、ポート95b、95cの開閉を行うことになる。図16は吐出圧力が高く前記合力がスプリング94による力より大きい場合、球状弁体91が下側の弁座97Aに当接し、ポート95cが閉じ、ポート95bとポート95aが連通した状態を示している。この状態においては、フロントハウジング1の内側に吐出圧力が導かれることになる。上記吐出圧力から吐出圧力が低くなり、前記合力がスプリング94による力より小さくなると、球状弁体91が上方に移動し、上側の弁座97Bに当接すると、ポート95bが閉じ、ポート95cとポート95aが連通することになり、フロントハウジング1の内側に中間圧力が導かれることになる。

【0041】吐出圧力が高くなるにしたがい冷媒の圧縮によりローリングピストン42に作用するスラスト荷重が大きくなることから、吐出圧力の高低によりローリングピストン42の端板部80の背面に作用する圧力を上述のように切り替えることにより、より一層効果的にローリングピストン42に作用するスラスト荷重を低減することができ、信頼性を一層向上することができる。

【0042】次に、第8実施例を図17～図19に示す。第8実施例はローリングピストン42の円筒状部両端面42b、42cとエンドプレート4、ミドルハウジング2の端板部43'の間にそれぞれみがき帯鋼等からなる摺動性の良い摺動部材110（図18参照）、111（図19参照）が配設され、さらに、ローリングピストン42の内側面とエンドプレート4の円柱状部47の端面の間にやはり同じ材質の摺動部材112が配設されている。第8実施例では、ローリングピストン42、エンドプレート4、ミドルハウジング2の材料としてアルミ合金などの同じ材料を用いた場合でも表面処理を施す必要がなく、良好な摺動性を得ることができる。なお、前記摺動部材110、111、112を全て用いる必要は必ずしもなく、必要な箇所だけでよい。

【0043】次に、第9実施例を図20、図21に示す。第9実施例はローリングピストン42の円筒状部の両端面42b、42cにリング状凹部を形成してこの凹部に樹脂等からなる摺動性に優れたリング状のシール材113、114（図21参照）をそれぞれ配設している。このシール材113、114の配設により、冷媒の漏れを防止することができ、効率を向上することができる。さらに、ローリングピストン42の円筒状部の両端面42b、42cとエンドプレート4、ミドルハウジ

グ2の端板部43'との間のそれぞれのクリアランスのバラツキによる効率のバラツキを防止することができる。

【0044】上述した第5～第9実施例は、ローリングピストン42のスラスト軸受を廃止するためのものであるが、次に自動車用空調装置の熱負荷が非常に低い場合（外気温が非常に低い場合）における圧縮機駆動動力の無駄な消費を防ぐための改良を図った実施例について述べる。

【0045】本発明圧縮機は、前述した図5(a)～(d)に示すように第1作動室40と第2作動室41における2段圧縮作用を行う点に最大の特徴を有しているが、本発明圧縮機においては第1作動室40による1段目の圧縮完了圧力（以後中間圧力という）が2個の作動室40、41の容積比により決まるため、通常の熱負荷においてトルク変動が小さくなるように容積比を決めている。しかし、熱負荷が非常に低い場合には、冷凍サイクル中の凝縮圧力が低くなり、したがって圧縮機の吐出圧力も低くなり、中間圧力以下になってしまう場合がある。その様な場合、第1作動室40による1段目で過圧縮した冷媒を第2作動室41による2段目で膨張させることになり、圧縮機駆動動力を無駄に消費してしまうという問題を生じる恐れがある。

【0046】そこで、図22及び図23に示す第10実施例では、上記問題の発生を防止できるようにしたものであって、本第10実施例では、リアハウジング3に中間圧力室30と吐出圧力室31とを連通する請求項8記載の第2の連通路に該当するバイパスポート120が設けられ、このバイパスポート120の吐出圧力室31側に吐出圧力室31から中間圧力室30への冷媒の逆流を防止する逆止弁121および弁止板122がボルト123により固定（図23参照）されている。従って、第1作動室40で圧縮された冷媒は、吐出口37→中間圧力室30→吸入口36を経て第2作動室41に吸入され、この第2作動室41内でさらに圧縮され吐出口38から吐出圧力室31に吐出される第1経路と、吐出口37→中間圧力室30→バイパスポート120を経て吐出圧力室31に吐出される第2経路を有することになる。ここで、第1作動室40と第2作動室41の圧縮開始のタイミングが約180度異なる位置関係でもって第1ペーン8と第2ペーンは配設されている。

【0047】上記した構成において、第10実施例の作動を説明する。冷凍サイクルの空調熱負荷が通常である場合は、前述の第1実施例の作動説明に用いた図5～図8に示す作動を第10実施例においても行う。

【0048】すなわち、吸入口35に吸入される冷媒吸入圧を P_s 、第1作動室40と第2作動室41の容積比を α としたとき、中間圧力（中間圧力室30の圧力）は、 $P_s \cdot (1/\alpha)^K$ （ K は比熱比）となり、例えば吸入圧力 $P_s = 2 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$ 、容積比 $\alpha = 0.4$

7、 $K=1.14$ では、中間圧力は約 $6.1\text{ kg/cm}^2\text{ G}$ となる。通常の熱負荷では、吐出圧力は中間圧力より高いので、逆止弁121がバイパスポート120を閉じている。従って、前述の様に2段圧縮によりトルク変動を低減することができる。

【0049】次に、熱負荷が非常に低い場合の作用について説明する。熱負荷が非常に低い場合、外部冷凍サイクルの凝縮器内の冷媒圧力が低く、従って吐出圧力が低くなり、この吐出圧力が前述の中間圧力以下となってしまう場合がある。この様な場合に、前述の様な2段圧縮を行うと、第1作動室40で中間圧力まで冷媒を圧縮した後、第2作動室41で吐出圧力まで冷媒を膨張させることになり、無駄に圧縮機駆動動力を消費してしまう。しかし、第10実施例においては、吐出圧力が中間圧力より低下すると、逆止弁121がバイパスポート120を開くので、中間圧力室30から吐出圧力室31へバイパスポート120を通して冷媒が流れる。このため、中間圧力が吐出圧力と等しくなるので、第1作動室40で冷媒を過圧縮することはない。すなわち、冷媒は第1作動室40で吐出圧力に達する圧力まで圧縮され、その後吐出口37→中間圧力室30→バイパスポート120を経て吐出圧力室31に送り込まれる。さらに、第2作動室41は中間圧力室30から冷媒を吸入するため、第2作動室41の吸入圧力と吐出圧力は等しくなり、第2作動室41は圧縮仕事を行わないので、無駄な動力の消費を防止することができる。なお、この場合、1段圧縮となるが、吐出圧力が低く圧縮比が小さいのでトルク変動は小さく問題となることはない。

【0050】次に、上記第10実施例を変形した第11実施例を図24に示す。リアハウジング3の中間圧力室30と吐出圧力室31を分離している壁面にチェック弁130が配設されている。このチェック弁130の構成は図25に示すように、球状の弁体132がスプリング133により弁座135に押し付けられ、この弁座135の図中上側は連通口135aにより中間圧力室30に連通し、一方弁座135の図中下側は吐出圧力室31に連通している。ここで、スプリング133はストッパ134により支持され、前記スプリング133による押し付け力は弁体132が運転中の振動等により弁座135から離れない程度の力に設定されている。また、ケーシング131にはネジ部が形成され、前記リアハウジング3の壁面にあけたネジ穴に締結されている。

【0051】上記構成により、中間圧力が吐出圧力を越えてしまう場合には、弁体132は中間圧力により図中下方に押し下げられ、弁座135から離れるため、冷媒はチェック弁130の内部を通り、中間圧力室30から吐出圧力室31に流れ、中間圧力が吐出圧力とほぼ等しくなることから、第10実施例と同様の効果を奏することができる。

【0052】本発明の圧縮機各摺動部の潤滑は冷媒中に

混合した潤滑油によって行っている。これは、冷媒の吸入、吐出による作動室への出入りに伴い、潤滑油も液体の状態と同時に循環することで各摺動部の潤滑を行うものである。以下の第12～第15実施例は上記潤滑油が圧縮機内の冷媒の流れのない部分、例えばベーンの摺動面にも十分供給されるようにした圧縮機を示す。

【0053】第12実施例を図26に基づいて説明する。冷媒と潤滑油を粘性の差によって分離する図27に示す板状の金属製または樹脂製の気液分離器145を、第2作動室41から吐出圧力室31への吐出口38の吐出圧力室31側付近に設置する。前記気液分離器145は、吐出口38から吐き出された冷媒と潤滑油がこの気液分離器145に効率よく衝突するように上方および左右両側の縁に覆い145a～145cを設けてある。

【0054】第1ベーン室141はスプリング10を配置する前記スプリングガイド穴46と第1ベーン8が往復運動する前記ガイド溝45とにより構成され、第2ベーン室142はスプリング13を配置する前記スプリングガイド穴49と第2ベーン9が往復運動する前記ガイド溝48とにより構成される。

【0055】連通路143は、潤滑油を前記第1ベーン室141に導く連通路143aと前記第2ベーン室142に導く連通路143bとにより構成されている。前記連通路143は、その一端の第1開口部143Aを吐出圧力室31の底部に開口し、他端の第2開口部143Bおよび第3開口部143Cを、前記第1ベーン室141の前記スプリングガイド穴46付近と、前記第2ベーン室142の前記スプリングガイド穴49付近にそれぞれ開口する。

【0056】なお、本実施例における前記連通路143は、請求項10記載の第3の連通路構成している。潤滑油の供給量を調節する絞り140を、前記連通路143の前記第1開口部143Aに設置する。

【0057】次に本実施例の作動を説明する。図27に示すような冷媒と潤滑油とを粘性の差によって分離する板状の気液分離器145を第2作動室42から吐出圧力室31への吐出口38の吐出圧力室31側付近に配置すると、潤滑油は冷媒とともに前記気液分離器145に吹きつけられ、板の表面にその粘性によって付着し、重力によって吐出圧力室31の底部にたまる。

【0058】本圧縮機の2段階圧縮作動により吐出圧力、中間圧力、吸入圧力の関係は、
吐出圧力>中間圧力>吸入圧力
となる。ここで第1ベーン室141は第1ベーン8のミドルハウジング2との摺動部の微小な隙間が第1作動室40とつながっているので第1ベーン室141の圧力は、第1作動室40の圧力と等しくなり、
中間圧力>第1作動室圧力>吸入圧力
であるので、

中間圧力>第1ベーン室圧力>吸入圧力

10

20

30

40

50

となる。

【0059】また、同様にして第2ペーン室142の圧力は、第2作動室41の圧力と等しくなり、

吐出圧力>第2作動室圧力>中間圧力

であるので、

吐出圧力>第2ペーン室圧力>中間圧力

となる。

【0060】したがって、最も高い圧力である吐出圧力室31の底部にためられた潤滑油はその液面を押され、連通路143を通り第1ペーン室141、第2ペーン室142に送り込まれ、第1ペーン8、第2ペーン9の摺動部の潤滑を行う。このとき、過剰な潤滑油の供給を防ぐため前記絞り140が潤滑油の供給量を調節している。

【0061】次に第13実施例は図28に示すように、前記連通路143aの第1ペーン室141側の第2開口部143Bを第1ペーン8の摺動面に、前記連通路143bの第2ペーン室142側の第3開口部143Cを第2ペーン9の摺動面にそれぞれ開口し、ペーンの往復運動の位置により開閉するようにする。これにより前記第12実施例にて潤滑油量調節用に用いた絞り140を除去してもペーンの軌道と開口穴の位置関係によって潤滑油量を調節できる。

【0062】図29に示す第14実施例では、連通路143a'は中間圧力室30と第1ペーン室141とを連通させ、連通路143b'は吐出圧力室31と第2ペーン室142とを連通させる。また中間圧力室30にも前記気液分離器145と同様の第2の気液分離器146を配設し、冷媒と分離された潤滑油が重力により中間圧力室30の底部にたまるようにする。この構成により前記第12実施例において第1ペーン室141への潤滑油の供給を吐出圧力室31から行っていたのに比べて、圧力差の小さい中間圧力室30から潤滑油の供給を行うことにより潤滑油量の調節が容易となる。

【0063】第15実施例を図30に基づいて説明する。前記第12実施例に加え、第2ペーン室142からシャフト5の軸端部5Aに連通される連通路150を前記ローリングピストン42の中央部に空け、この軸端部5Aから軸受け22、23付近に連通される連通路151を前記シャフト5に空ける。

【0064】さらに前記フロントハウジング1と前記シャフト5のすきまの空間からなる軸室160と吸入口35とを連通させる連通路152を前記フロントハウジング1に空ける。

【0065】なお本実施例におけるこれらの連通路150、151は請求項11記載の第4の連通路を構成する。次に第15実施例の作動を説明する。

【0066】前記軸室160は吸入口35と連通路152によって連通しているので、軸室160の圧力は吸入圧力に等しくなる。各室の圧力の大小関係は上記で述べ

たように、

吐出圧力>第2ペーン室圧力>中間圧力>第1ペーン室圧力>吸入圧力

であるから吐出圧力室31から第2ペーン室142に送られた潤滑油は、さらに連通路150、151を通り吸入圧力に等しい圧力である軸室160まで送り込まれ軸受け22、23、29の摺動部の潤滑を行う。

【0067】上述した第12～第15実施例により、オイルポンプ等の追加部品を必要とせず、簡単な連通路の配設のみで高圧部から低圧部への圧力差を利用した潤滑油の供給が実現でき、冷媒の流路でない部分の潤滑が可能となる。また、冷媒中に混合された潤滑油を分離して潤滑油のみ各部に送り込むので圧縮漏れの影響が少ない。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明圧縮機の第1実施例を示す縦断面図、

【図2】図1のA-A矢視断面図、

【図3】図1の要部の分解斜視図、

【図4】図1の要部の分解斜視図、

【図5】(a)、(b)、(c)、(d)は本発明の作動説明図、

【図6】(a)、(b)は本発明の作動特性図、

【図7】本発明の作動特性図、

【図8】本発明の作動特性図、

【図9】本発明の第2実施例を示す横断面図、

【図10】図9の要部の分解斜視図、

【図11】本発明の第3実施例を示す縦断面図、

【図12】本発明の第4実施例を示す縦断面図、

【図13】図12のB-B矢視断面図である。

【図14】本発明の第5実施例を示す縦断面図、

【図15】本発明の第6実施例を示す縦断面図、

【図16】本発明の第7実施例を示す縦断面図、

【図17】本発明の第8実施例を示す縦断面図、

【図18】図17の要部の分解斜視図、

【図19】図17の要部の分解斜視図、

【図20】本発明の第9実施例を示す縦断面図、

【図21】図20の要部の分解斜視図、

【図22】本発明の第10実施例を示す縦断面図、

【図23】図22の要部の横断面図、

【図24】本発明の第11実施例を示す横断面図、

【図25】図24の要部拡大断面図である。

【図26】本発明の第12実施例を示す縦断面図、

【図27】気液分離器の斜視図、

【図28】本発明の第13実施例を示す縦断面図、

【図29】本発明の第14実施例を示す縦断面図、

【図30】本発明の第15実施例を示す縦断面図、

【符号の説明】

1 フロントハウジング

2 ミドルハウジング

3 リアハウジング

17

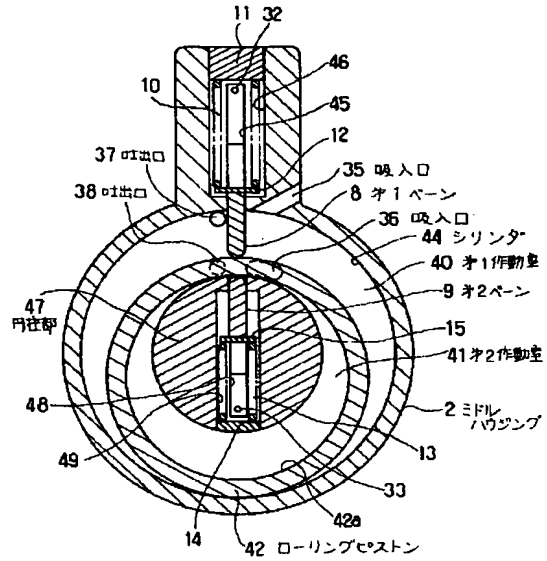
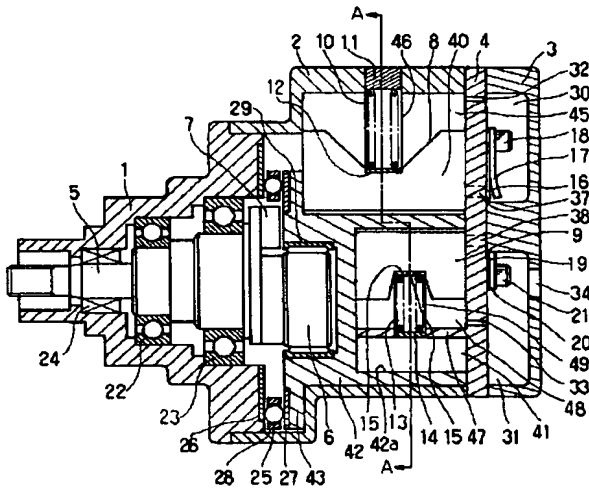
18

- 4 エンドプレート
- 5 シャフト
- 6 クランク部
- 8 第1ペーン
- 9 第2ペーン
- 30 中間圧力室
- 31 吐出圧力室

- * 35 吸入口
- 36 吸入口
- 37 吐出口
- 38 吐出口
- 40 第1作動室
- 41 第2作動室
- * 42 ローリングピストン

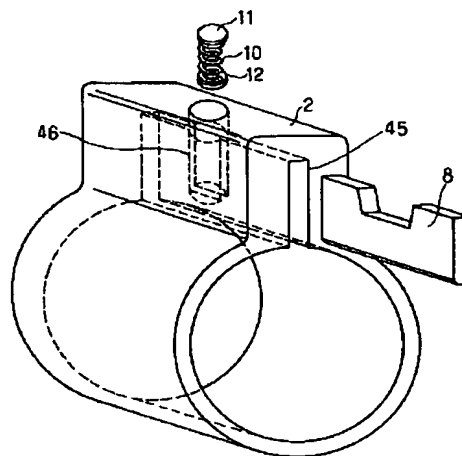
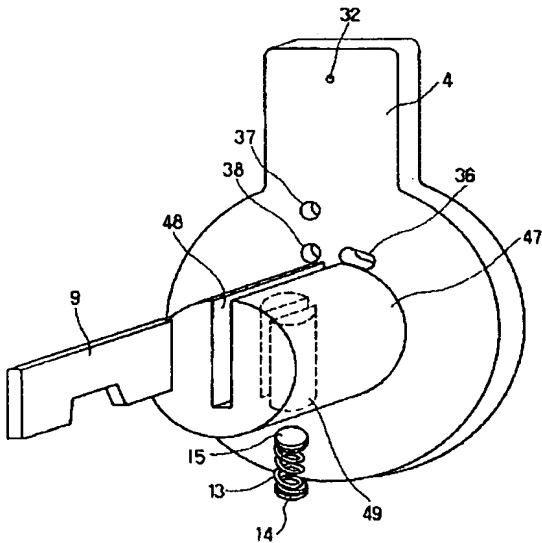
【図1】

【図2】

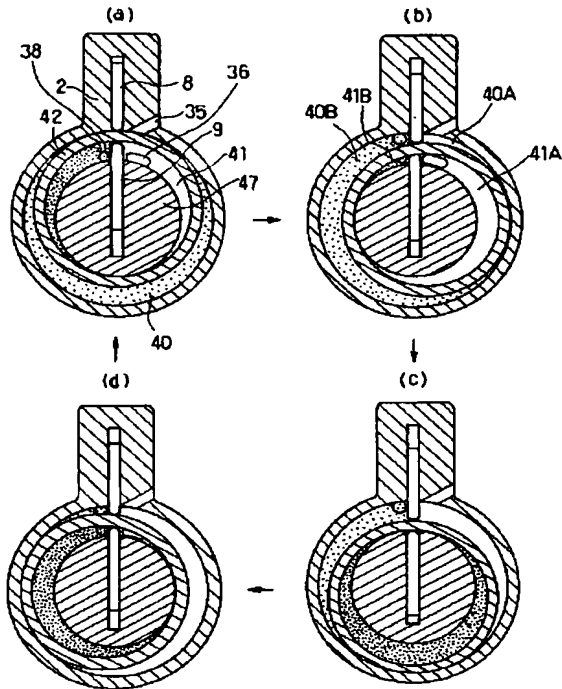


【図3】

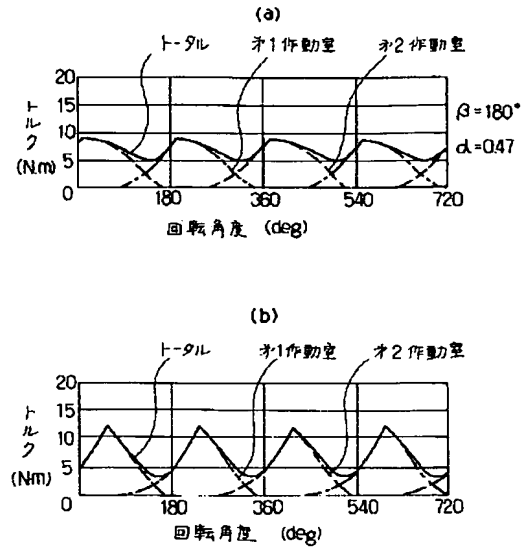
【図4】



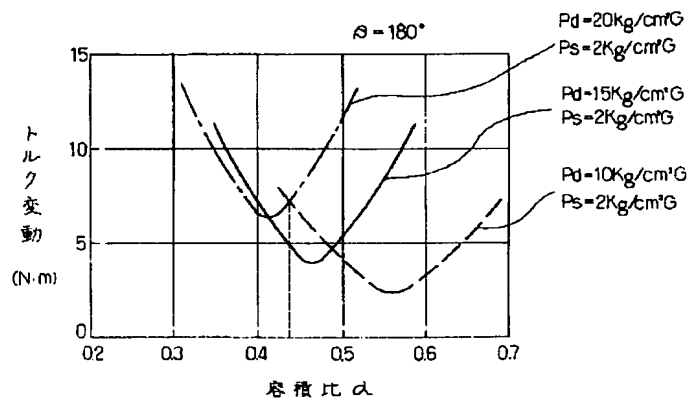
【図5】



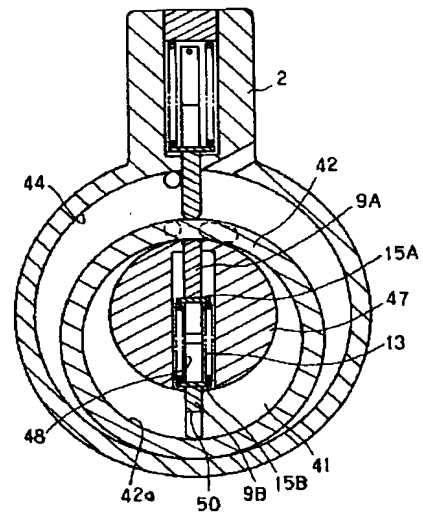
【図6】



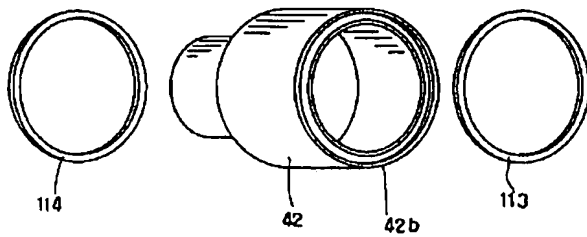
【図7】



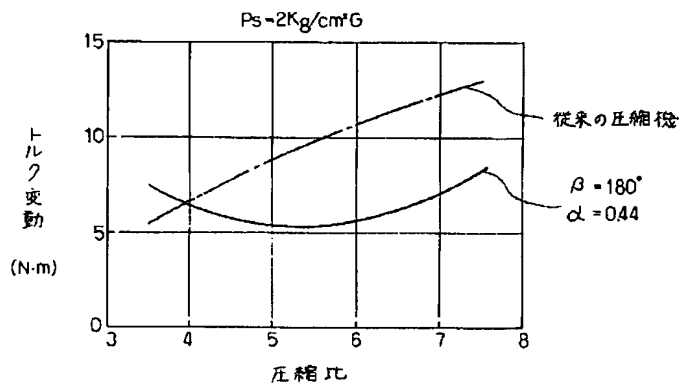
【図9】



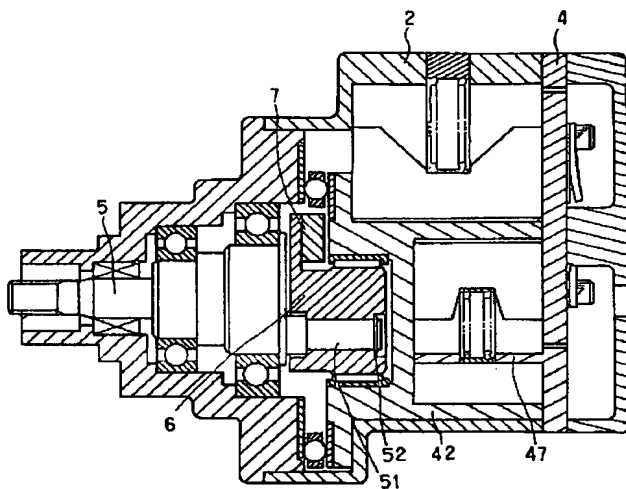
【図21】



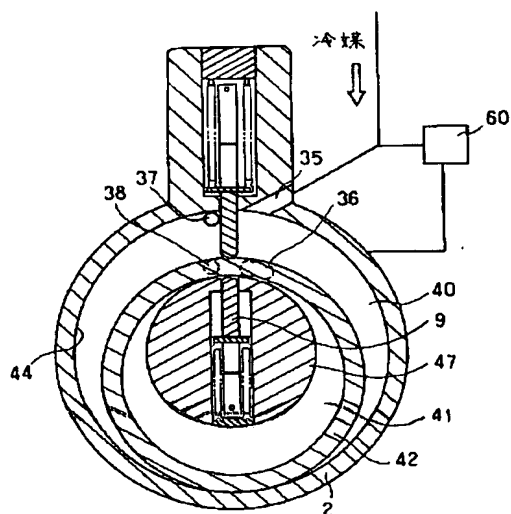
【図8】



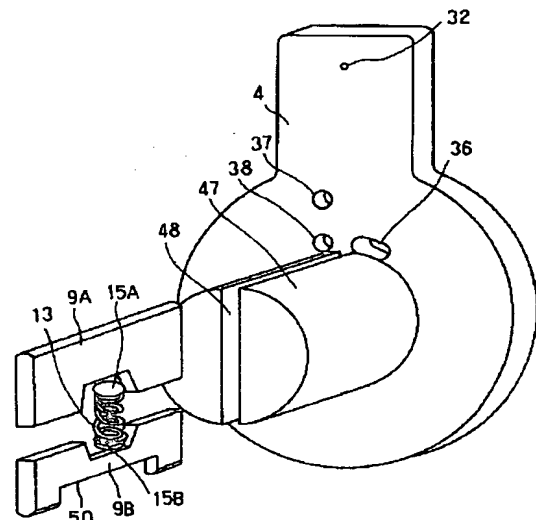
【図11】



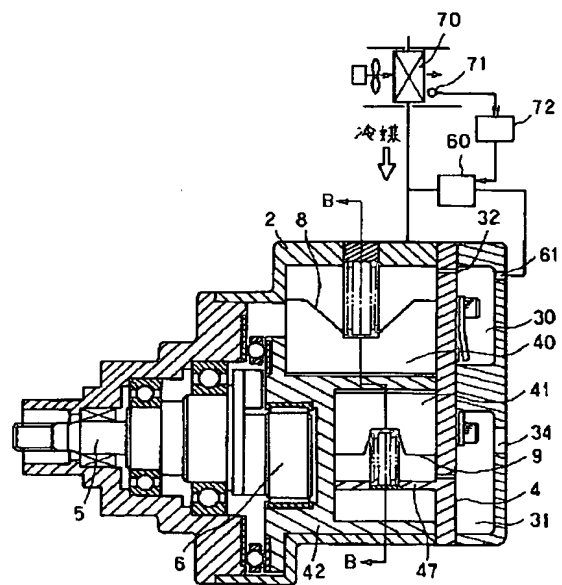
【図13】



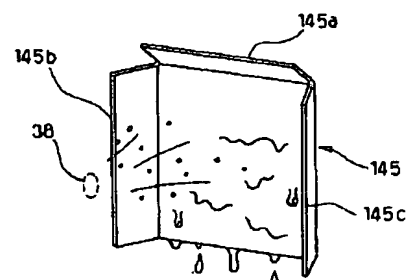
【図10】



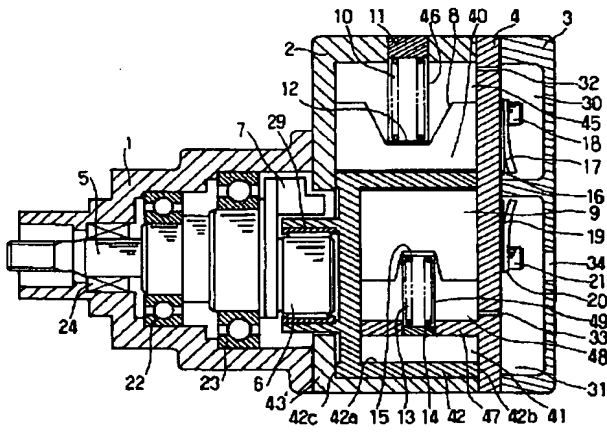
【図12】



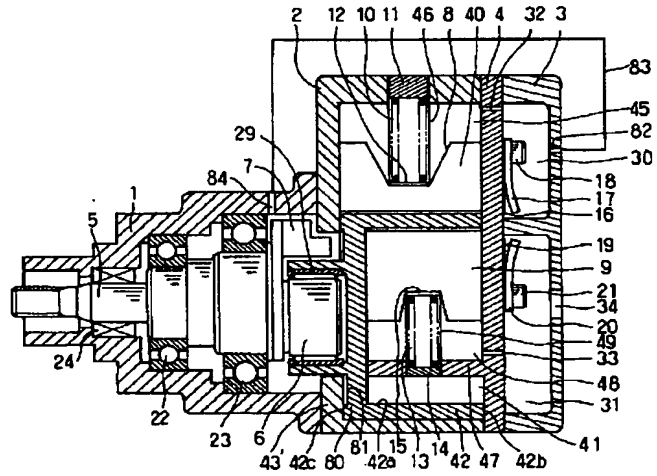
【図27】



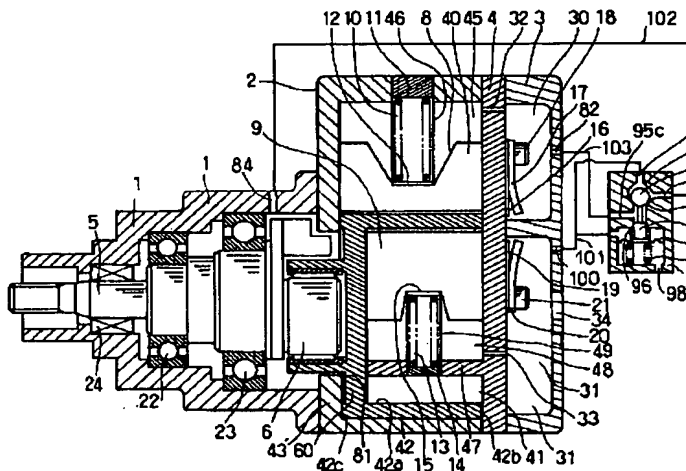
【図14】



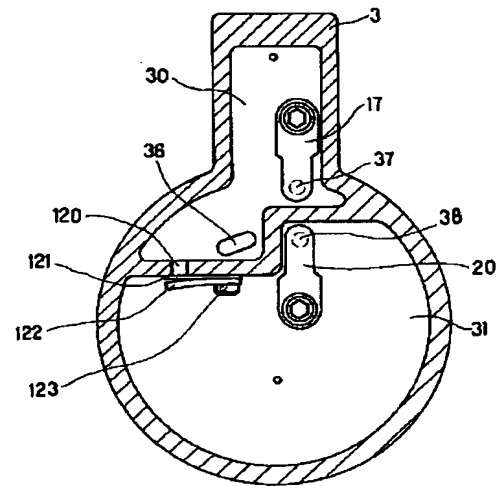
【図15】



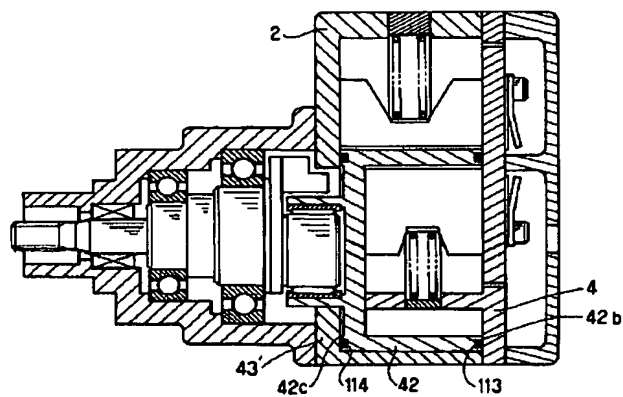
【図16】



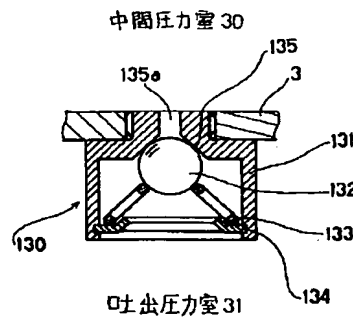
【図23】



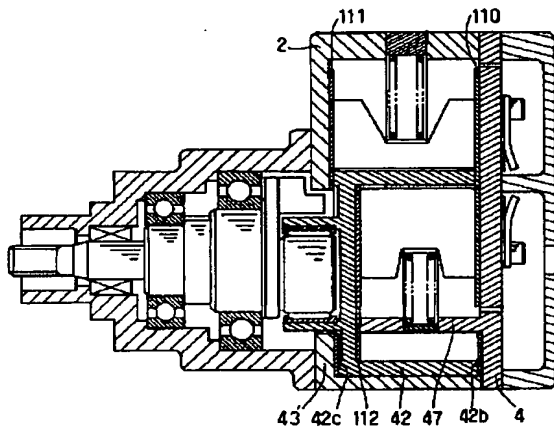
【図20】



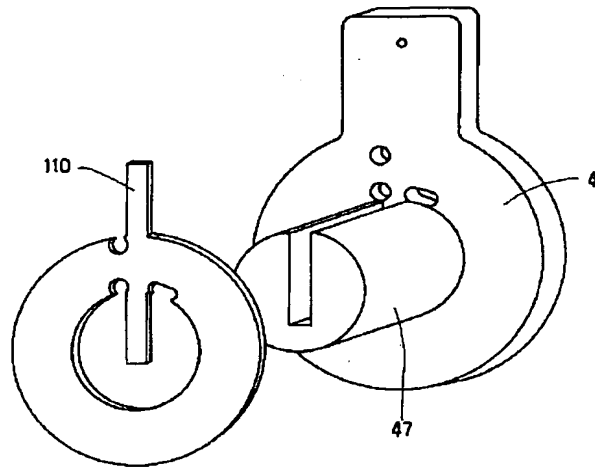
【図25】



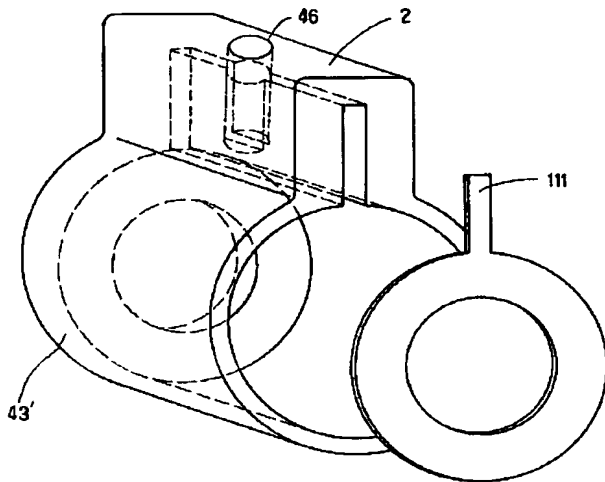
【図17】



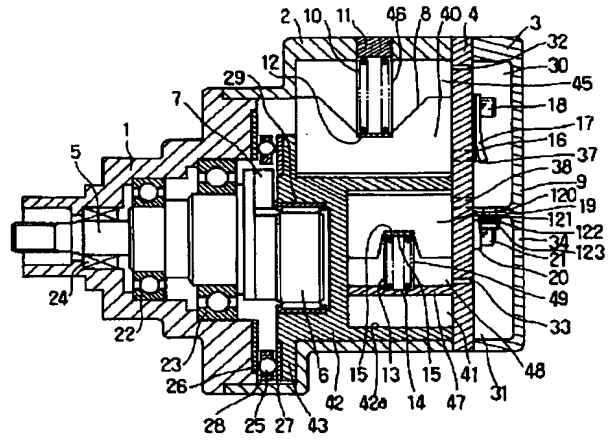
【図18】



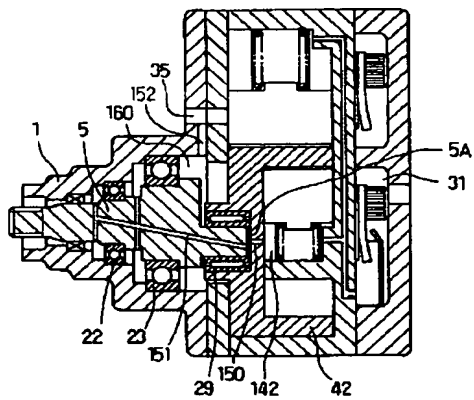
【図19】



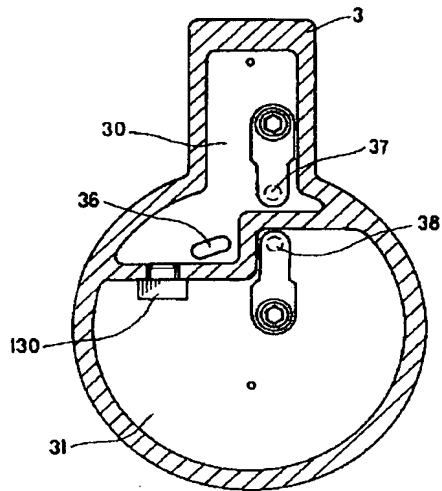
【図22】



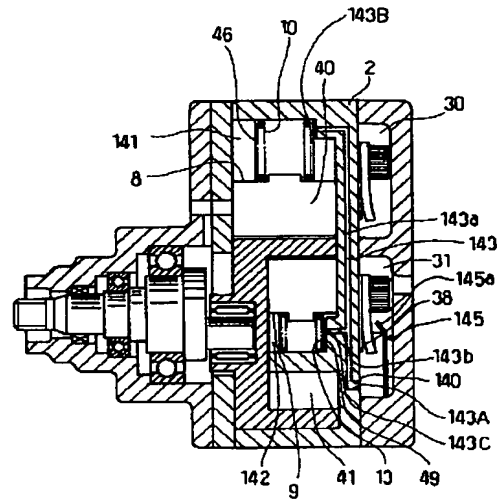
【図30】



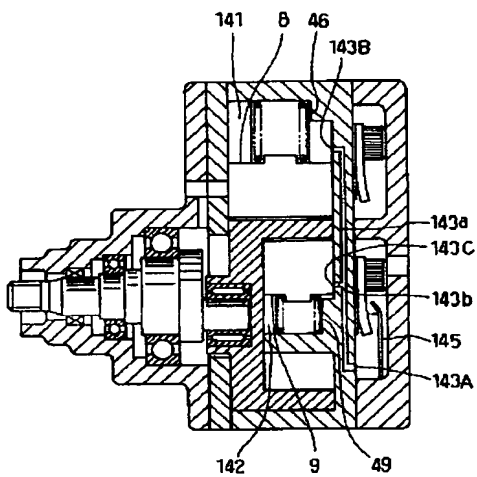
【図24】



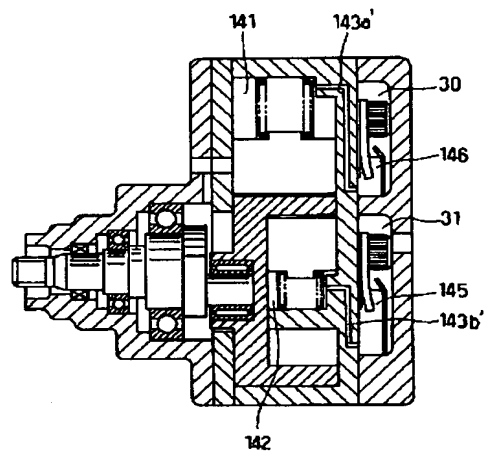
【図26】



【図28】



【図29】



フロントページの続き

(72)発明者 小川 博史
愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地 株式会
社日本自動車部品総合研究所内

(72)発明者 笹谷 英顕
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電
装株式会社内

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.